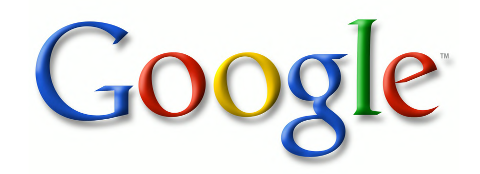
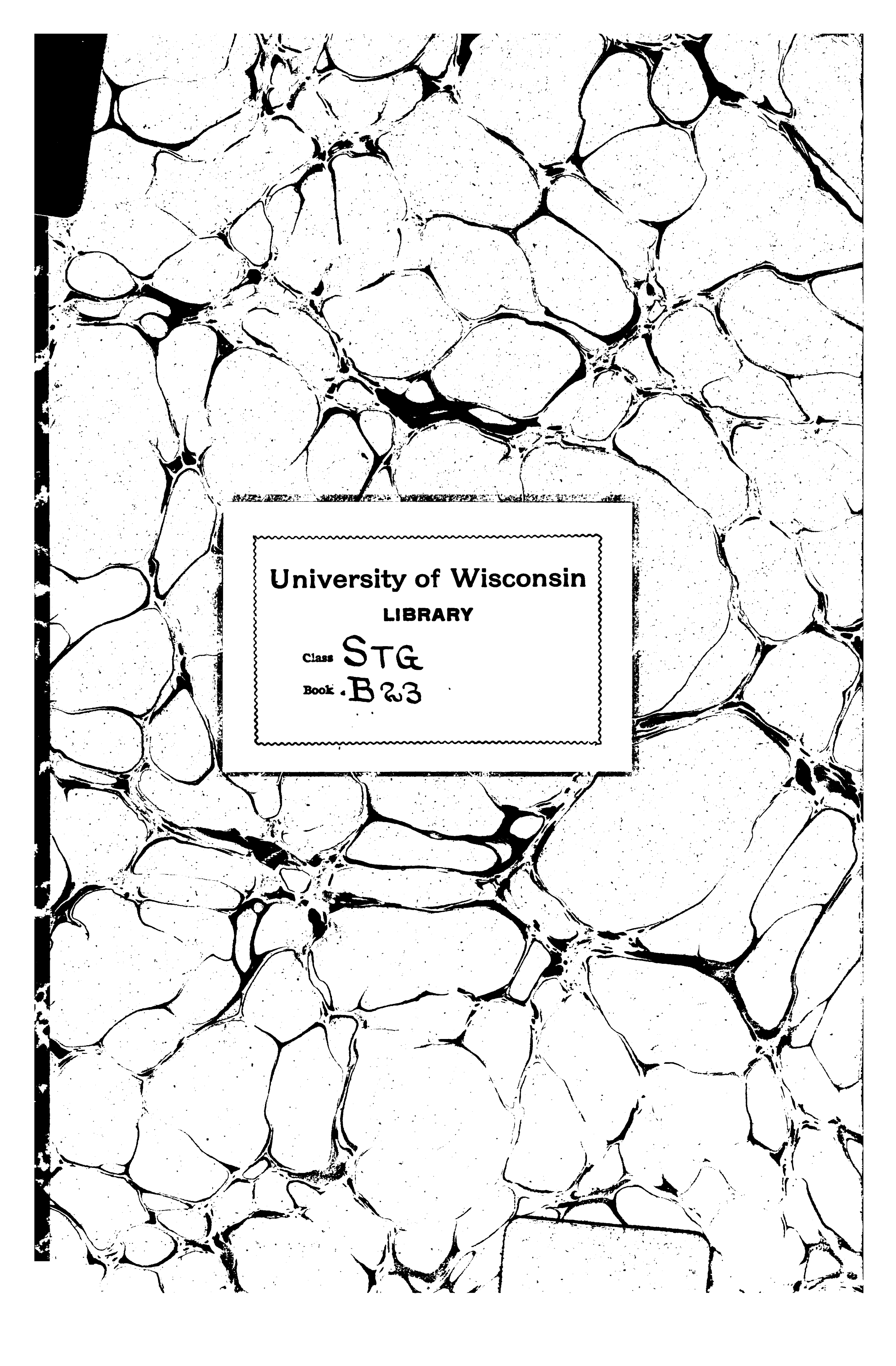



University of Wisconsin
LIBRARY
Class STG
Book .B23



L'AIR COMPRIMÉ

APPLIQUÉ A LA

TRACTION DES TRAMWAYS

PAR

L.-A. BARBET

Extrait du Journal LE GÉNIE CIVIL

ÉDITEURS

LE GÉNIE CIVIL
6, RUE DE LA CHAUSSÉE-D'ANTIN, 6
PARIS

BAUDRY ET Cie
15, RUE DES SAINTS-PÈRES, 15
PARIS

1895

L'AIR COMPRIMÉ

APPLIQUÉ A LA

TRACTION DES TRAMWAYS

PREMIÈRE PARTIE

Nécessité de la traction mécanique.

§ 1. Avantages de la traction mécanique.

Depuis plusieurs années, les voies ferrées envahissent de plus en plus les avenues des abords et même celles de l'intérieur de Paris; aujourd'hui, il devient nécessaire de substituer sur ces voies ferrées la traction mécanique à la traction des chevaux.

Il y a pour cela trois raisons :

D'abord, la voiture mécanique encombre moins la voie publique, puisque sa longueur est réduite par la suppression des chevaux ; en outre, elle obéit mieux à son conducteur.

La seconde raison tient aux exigences de plus en plus grandes du public, qui veut être commodément installé dans sa voiture et surtout aller vite. Un exemple bien frappant de ce fait est donné par la Compagnie des Tramways de Paris et du Département de la Seine, qui, voyant constamment baisser ses recettes, s'est décidée à recourir à la traction mécanique sur certaines de ses lignes. Sur la ligne Saint-Denis-Madeleine seule, la Compagnie obtint, la première année de l'emploi de la traction mécanique, un accroissement de recettes de plus d'un tiers, qu'elle attribue uniquement à la suppression des chevaux. Sur des parcours particulièrement en rampes, les chevaux sont obligés d'aller au pas, et cette allure ne se prête plus à la vie active qui caractérise notre époque.

Enfin, la troisième raison, qui amènera à très bref délai la suppression des chevaux, est que la traction mécanique est de beaucoup moins coûteuse que la traction animale. Les frais de traction par chevaux du kilomètre-tramway à la Compagnie générale des Omnibus de Paris s'élèvent à 0 fr. 66; les mêmes frais à la Compagnie des chemins de fer Nogentais sont de 0 fr. 42, et cependant cette dernière Compagnie dessert des lignes où les rampes dépassent 65 millimètres par mètre. Quand on songe que le nombre de kilomètres-tramways parcourus dans Paris seulement pendant une année s'élève à 27 millions, on voit que l'économie annuelle qui résulterait de la substitution de machines aux chevaux atteindrait 6 millions et demi. Or, une exploitation de 27 millions de kilomètres-voiture par an peut se faire avec la traction mécanique à l'air comprimé à l'aide de 800 automobiles valant 20 millions, et d'une usine fixe de 10000 chevaux valant, avec les canalisations, 13 millions. La dépense totale de 40 millions serait largement rémunérée par l'économie de 6 millions et demi par an.

§ 2. Conditions que doit remplir un moteur pour tramways.

Un moteur pour tramways doit présenter les cinq qualités principales suivantes :

1° *La souplesse.* — Comme le tramway suit les rues des villes, il doit en accepter les fortes rampes. Dans Paris et sa banlieue, ces rampes s'élèvent à 65 millimètres par mètre. Si donc nous prenons comme effort moyen la résistance en palier, qui est de 10 kilogr. par tonne, l'effort à développer devra s'élever, à certains instants, à $10 + 65 = 75$ kilogr., c'est-à-dire sept fois et demi l'effort moyen. Cette souplesse doit encore être telle que la rampe puisse être montée en vitesse, car c'est dans les montées, où l'arrêt est facile, que la Préfecture de police autorisera les vitesses les plus grandes. On voit qu'en tenant compte d'un arrêt en rampe avec démarrage consécutif, d'une voie momentanément mal nettoyée, ce n'est pas dans le rapport de 1 à 7,5 que la variation d'effort doit pouvoir être obtenue, mais bien dans le rapport de 1 à 10 ;

2° Une machine de tramway appelée à circuler dans une ville, ne doit déverser dans l'atmosphère ni gaz délétère, ni fumée, ni flammèches, ni panache de vapeur. Elle doit fonctionner sans bruit et

ne point être dangereuse pour les imprudents qui auraient la curiosité d'y toucher;

3° Le moteur doit pouvoir être placé sur la voiture même qui recevra les voyageurs : il ne doit donc point être encombrant;

4° Le système de traction ne doit pas exiger une voie spéciale rendant la chaussée dangereuse, ne pas nécessiter des installations fixes en élévation nuisant à l'aspect des rues, ne pas amener des perturbations dans les installations d'utilité publique existant déjà.

Une municipalité, comme l'est celle de Paris, soucieuse de l'aspect de ses boulevards, fière de ses monuments, acceptera difficilement le réseau de fils électriques aériens se croisant dans tous les sens, qui forme le ciel des villes d'Amérique, lesquelles n'ont aucune perspective à sauvegarder. La Ville de Paris acceptera d'autant moins une telle sujétion, qu'elle saura que d'autres systèmes de traction peuvent donner aux voyageurs des avantages égaux, tout en n'ayant pas ce gros inconvénient;

5° Enfin, la traction par la machine qui sera choisie doit être relativement économique. Bien que cette condition soit secondaire pour la ville qui donne la concession, il n'en est pas moins vrai qu'elle doit être prise en très sérieuse considération par le concessionnaire.

§ 3. Aperçu sur la valeur économique de la traction par l'air comprimé.

Tous les Ingénieurs reconnaissent que la traction par moteurs à air comprimé remplit parfaitement les quatre premières des conditions que nous venons d'énumérer; il n'y a divergence d'opinions qu'au sujet de la cinquième. Cette divergence tient à ce que certains oublient de tenir compte du réchauffage de l'air comprimé avant son emploi.

Dans le système de traction par l'air comprimé, celui-ci est généralement emmagasiné sous une haute tension dans un réservoir porté par la machine ; supposons, par exemple, 30 atmosphères, comme à Nantes. Pour l'employer, on lui fait traverser un régulateur, de manière à l'amener à la pression d'admission dans les cylindres moteurs de la machine, soit, en moyenne, 6 atmosphères. Les Ingénieurs qui ne sont point partisans de l'air comprimé, font remarquer que l'on perd ainsi intégralement le travail de détente de l'air de 30 à 6 atmos-

phères, et que cette perte est, dans l'exemple que nous choisissons, de 38 °/₀ environ. Il convient cependant d'observer que, pour regagner cette perte, il suffit de dilater, dans les mêmes proportions, cet air par un réchauffage avant de l'introduire dans les cylindres, et un réchauffage très modéré suffit à cet effet. La dépense de combustible qu'occasionne ce réchauffage est presque nulle à cause de la très faible capacité calorifique de l'air. Nous verrons même qu'en mélangeant un peu de vapeur à l'air, comme l'a imaginé M. Mékarski, on obtient encore un résultat meilleur.

Aucun autre système de transmission de force ne se prête à une augmentation d'énergie presque gratuite obtenue ainsi après coup au moment de l'emploi. Tout au contraire, ainsi que l'a fait observer M. Riedler, dans le cas de la transmission de la force par l'électricité, la chaleur, source d'augmentation de rendement pour l'air comprimé, se transforme en augmentation de résistance, et par cela même en perte sur le rendement utile et final.

Deux chiffres indiscutables résument, du reste, la valeur économique de l'air comprimé comme moyen de traction.

Les machines à air comprimé établies au quai de la Gare, à Paris, d'après les dessins de M. le professeur Riedler, peuvent fournir par cheval-heure plus de 5 kilogr. d'air comprimé à la pression de 65 atmosphères. Or, d'après les essais de ces machines et d'après les constatations journalières faites sur leur marche depuis cinq années, leur consommation de charbon par cheval-heure est notablement inférieure à 1 kilogramme.

La consommation d'air constatée pendant une année sur les tramways à air comprimé de la Compagnie des Chemins de fer Nogentais s'est élevée à 10 kilogr. par kilomètre-voiture. Sur le réseau Nogentais, les rampes atteignent $0^{m}065$ par mètre et les voitures sont du type de 55 places.

Il ressort des deux chiffres ci-dessus, qu'en *pratique*, la consommation de charbon par kilomètre-voiture, en employant la traction par l'air comprimé, ne doit pas dépasser *deux* kilogr. par kilomètre parcouru.

DEUXIÈME PARTIE

§ 1. Historique.

Papin paraît avoir eu le premier l'idée d'employer l'air comprimé comme intermédiaire pour transporter l'énergie d'un point à un autre. Dès 1687, il présenta à la Société royale de Londres un mémoire et une machine propre à transporter au loin la force des rivières. La chute d'eau actionnait une pompe qui aspirait l'air dans un tuyau, et l'air ainsi raréfié actionnait un piston placé à l'intérieur de la conduite.

Cette idée resta sans sérieuse application jusque vers 1838, époque à laquelle Andraud construisit une voiture marchant à l'aide d'air comprimé au préalable dans les réservoirs qu'elle portait. A la même date, Andraud publiait, avec la collaboration de Tessié du Motay, plusieurs mémoires sur l'air comprimé et dilaté comme moteur.

Ce travail est une véritable prophétie, et nous croyons intéressant d'en donner ici quelques extraits. On éprouve, en effet, un certain plaisir à lire, dans des études vieilles de plus d'un demi-siècle, la description exacte de modernes installations. En outre, comme une étude détaillée doit être précédée d'une vue d'ensemble du système décrit, nous ne croyons pas que ce dernier devoir puisse être mieux rempli que par ces citations.

Comme son illustre prédécesseur Papin, Andraud est constamment préoccupé de l'idée que la force doit être gratuite; aussi veut-il que les usines centrales qui fournissent l'air comprimé soient installées dans le voisinage de cours d'eau dont elles utiliseront la chute. L'air comprimé aux environs de 60 atmosphères sera « amené par des tuyaux dans des réservoirs établis sur le bord des chemins de fer. Les locomotives portent avec elles des récipients, et les réservoirs fixes sont munis de robinets disposés de telle sorte qu'à l'arrivée de la locomotive, son récipient épuisé puisse être mis en rapport avec la masse de forces réservées, et recevoir une provision nouvelle pour fournir un trajet nouveau. Ces réservoirs, posés de distance en distance, seront autant de relais où l'on viendra raviver la force motrice. On comprend que le système d'approvisionnement que nous prescrivons ne ralentira en aucune façon la marche des locomotives, car les réservoirs seront généralement placés aux stations mêmes où doivent s'arrêter les voyageurs. »

Andraud suppose que l'air introduit dans le récipient que porte la locomotive a une pression de 60 atmosphères; mais au fur et à mesure de la marche de la locomotive, la consommation d'air amènera l'abaissement de la pression dans le récipient. Or, l'air doit être livré aux cylindres moteurs à une pression moyenne que Andraud fixe à trois atmosphères d'après la marche habituelle des machines à vapeur de son temps. En outre, cette pression moyenne d'introduction doit pouvoir varier dans de grandes limites suivant les accidents du profil de la voie. Il faut donc qu'il y ait entre le récipient où la pression varie et les cylindres moteurs « un vase à travers lequel l'air passe en se régularisant ». Le régulateur à double soupape dont parle Andrand et dans lequel « l'air agit pour ainsi dire par respiration », ressemble beaucoup à celui que nous décrirons un peu plus loin et qui est représenté figure 3. L'air entre dans ce régulateur à la pression du réservoir et en sort à la pression que l'on a fixée par une simple manœuvre des soupapes.

Cette baisse de pression de l'approvisionnement d'air comprimé suggère une nouvelle pensée à Andraud : si, vers la fin du parcours, la pression a baissé à 10 atmosphères dans le récipient et qu'il se trouve « une côte rapide à monter » pour laquelle la pression d'admission dans les cylindres doive être, par exemple, de 12 atmosphères, le mécanicien sera dans l'impossibilité d'avancer, bien que son approvisionnement ne soit pas épuisé. Pour tourner la difficulté, Andraud propose de partager l'approvisionnement en deux parties, dont l'une, plus petite, ne sera utilisée qu'à la fin du parcours, de façon qu'il y ait à tous moments une pression suffisante pour donner un coup de collier. Andraud donne à cet approvisionnement isolé le nom de « cheval de montagne ». Actuellement on l'appelle « réserve ».

Le régulateur et la réserve permettent ainsi au mécanicien d'introduire dans les cylindres, à la pression qu'il désire, l'air de l'approvisionnement. Mais, avant cette introduction, il y a encore un perfectionnement à apporter, et il n'échappe pas à Andraud.

L'inventeur veut réchauffer l'air avant son entrée dans les cylindres. Il fait remarquer qu'en chauffant l'air à 273°, on double son volume, qu'à 546° on le triple, etc., et qu'en combinant la dilatation avec la compression, on peut augmenter la force disponible de l'approvisionnement. Pour réaliser cette amélioration, l'inventeur fait passer, avant l'emploi, l'air sur des tôles chauffées par trois lampes Carcel.

Telle est la description d'ensemble, d'après les mémoires d'Andraud

et de Tessié du Motay, d'une installation de traction par l'air comprimé. Les auteurs, à propos des machines qui doivent comprimer l'air, font remarquer la difficulté d'amener d'un seul jet l'air à la pression de 60 atmosphères qu'ils ont choisie pour l'approvisionnement; ils indiquent la méthode qu'ils pensent la meilleure pour arriver à ce résultat, et qui consiste à procéder par étages, une pompe prenant l'air déjà comprimé par la précédente pour lui faire subir une nouvelle pression. C'est la méthode par étages, qui est exclusivement employée aujourd'hui.

D'après les idées que nous venons de résumer, Andraud construisit, avec la collaboration de son associé Tessié du Motay, une voiture automobile roulant sur rails et portant 8 personnes. Les réservoirs, cachés sous la voiture, avaient 500 litres et étaient approvisionnés d'air à 17 atmosphères; le « cheval de renfort » n'était par oublié. Grâce au régulateur, l'air de l'approvisionnement était admis dans les cylindres à une pression constante de 3 atmosphères. Cette machine,

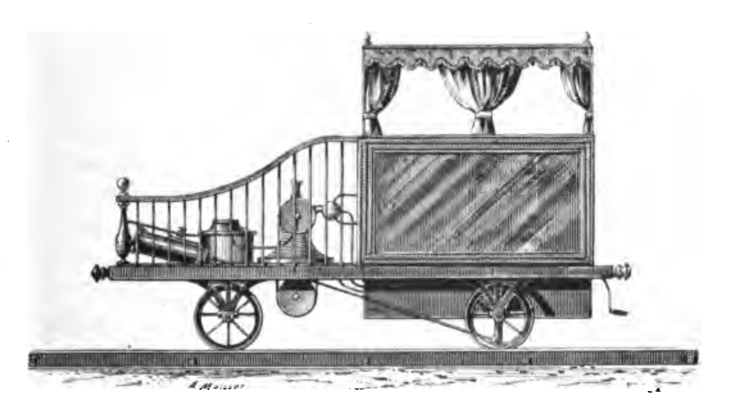


FIG. 1. — Première voiture automobile, à air comprimé, établie en 1840 par Andraud et Tessié du Motay.

dont la figure 1 donne l'élévation empruntée à un opuscule d'Andraud, fonctionna sur une voie établie à cet effet à Chaillot, le 9 juillet 1840.

Ces idées nouvelles dont Andraud remplissait ses Mémoires, et parmi lesquelles nous avons choisi et coordonné celles qui s'appliquent au sujet qui nous occupe, étaient, semble-t-il, déjà flottantes vers 1840, car dans un mémoire de cette date, l'inventeur nous dit qu'il est

assailli de demandes de revendication de priorité. Sa voiture automobile, qui lui avait coûté tant de peine et d'argent, avait elle-même eu une devancière : un horloger de Versailles du nom de Roussel avait exécuté, vers 1830, un modèle de voiture à air comprimé qui fonctionnait sur une table.

Aujourd'hui que les problèmes de mécanique ont préoccupé tant d'esprits cultivés et distingués, il est certain que sur un sujet déterminé, plusieurs ont déjà trouvé des solutions qui n'ont pas été universellement connues, parce que leurs auteurs ne les ont pas mises en pratique ou ne les ont pas suffisamment publiées.

Les mémoires d'Andraud et de Tessié du Motay devaient subir le sort commun aux inventions non suivies d'applications pratiques : ils étaient absolument tombés dans l'oubli en 1876. Vers cette époque, un mécanicien de talent, qui ne connaissait certainement pas ces travaux déjà anciens, reprit le problème de la traction par l'air comprimé et en donna une solution complète dont il fit à Nantes une première application pratique.

M. Mékarski construisit les premières pompes usuelles comprimant par étages l'air aux hautes pressions, étudia un régulateur automatique qui ne se dérange jamais et imagina le réchauffage de l'air par mélange avec la vapeur. Ce mode de réchauffage empêche le grippement des surfaces frottantes, donne un premier bénéfice de travail en relevant la température de l'air *avant* la détente et un second en réchauffant l'air *pendant* la détente; ce second réchauffage, obtenu par condensation de la vapeur mélangée rapproche la détente de ce que donnerait la loi de Mariotte. Par ces diverses inventions et les applications qu'il en a faites, M. Mékarski peut être considéré comme le créateur de la traction pratique par l'air comprimé.

Ainsi, pour nous résumer, nous trouvons, comme inventeur de l'idée, le célèbre Papin, comme précurseur de son mode d'application Andraud, et enfin, comme créateur de la première exploitation, M. Mékarski, c'est-à-dire, trois Français; c'est une gloire pour notre patrie d'avoir entièrement doté l'industrie du mode de transport de la force qui est le plus élégant et certainement aussi l'un des plus économiques.

§ 2. Division de l'étude des tramways.

Nous partagerons notre étude de la traction par l'air comprimé en quatre sections :

La première comprendra la description de l'appareil de traction ; locomotive ou automobile.

La seconde s'appliquera aux machines qui fournissent l'air comprimé.

Dans la troisième, nous parlerons de la canalisation et des modes de chargement des voitures.

La quatrième section sera consacrée à la description sommaire de quelques systèmes de transport par l'air comprimé qui ne reposent pas sur le principe de la locomotion à l'aide d'un approvisionnement d'air à haute tension porté par la voiture même.

Enfin, la cinquième section s'appliquera à l'étude du prix de revient du matériel de traction et du prix de la traction elle-même.

TROISIÈME PARTIE

Description de la locomotive.

La première section ou description de la locomotive sera subdivisée en quatre paragraphes :

Dans le premier, nous décrirons les réservoirs où l'air est approvisionné sur la voiture, et le régulateur qui sert à amener cet air approvisionné à la pression convenable pour l'admission dans les cylindres.

Le second paragraphe traitera du réchauffage de l'air avant son entrée dans les cylindres ;

Dans le troisième paragraphe nous décrirons les mécanismes ;

Enfin le quatrième traitera du châssis et des appareils accessoires.

§ 1. Réservoirs d'air et régulateur.

La pression sous laquelle l'air est emmagasiné varie suivant les Ingénieurs. Les uns veulent avoir un grand approvisionnement et emploient de hautes tensions. M. Mékarski, dans l'installation de Nantes, emmagasine l'air sous la pression de 30 atmosphères; dans l'installation de Nogent, la pression est 45; dans les installations de Paris, la pression est encore plus élevée : elle atteint 60 atmosphères sur la ligne de Saint-Augustin et 80 sur les lignes de Versailles et de Saint-Cloud.

M. Popp, au contraire, préfère diminuer l'approvisionnement et

charger les réservoirs sous des tensions de 15 à 20 atmosphères seulement.

Chacun des deux systèmes a ses avantages et ses inconvénients.

Plus la pression adoptée est élevée, plus est grande aussi la perte du travail de détente entre cette pression de l'approvisionnement et la pression moyenne d'introduction dans les cylindres. Cette perte est facile à apprécier : les perfectionnements apportés aux machines de compression par l'injection d'eau dans les cylindres, et l'adoption des étages, permettent de supposer que la compression s'opère d'après la loi de Mariotte, et de prendre comme expression du travail total de compression à N atmosphères et d'introduction dans le réservoir d'un mètre cube d'air, la formule connue :

23 793 log N kilogrammètres.

Pour les pressions suivantes en atmosphères :

15 — 20 — 25 — 45 — 60 — 80,

nous avons pour valeurs des travaux totaux :

27 946 — 30 955 — 33 261 — 39 335 — 42 307 — 45 250.

Si nous prenons comme unité le travail total en kilogrammètres nécessaire pour amener de 1 à 15 atmosphères la pression d'un mètre cube d'air, les valeurs précédentes seront représentées par les nombres :

1,00 — 1,11 — 1,19 — 1,41 —1,51 — 1,62.

Nous avons pris comme point de départ la pression de 15 atmosphères, parce qu'elle est la limite dernière à laquelle on peut descendre : si, en effet, la pression moyenne d'admission est de 5 à 6 atmosphères, elle peut être momentanément doublée lors d'un démarrage en rampe.

On voit combien on augmente le travail à produire à l'usine pour un même résultat à obtenir sur l'automobile quand on élève la pression de l'approvisionnement, et il n'est pas étonnant que, tenté par l'économie, M. Popp se soit donné comme tâche de diminuer cette pression en multipliant les points de chargement.

Mais cette multiplication des points de chargement entraîne la nécessité d'avoir du personnel à chacune des stations, et, pour arriver à supprimer ce personnel, M. Popp est obligé d'avoir recours à des appareils automatiques assez délicats. Cette complication, jointe au nombre beaucoup plus grand des chargements, est un nouvel écueil :

les accidents et les fuites sont en effet proportionnels au nombre des appareils.

Nous pensons donc que la solution est comprise entre ces deux extrêmes : il y a lieu de limiter le nombre des stations de chargement d'une ligne déterminée à deux, placées, par exemple, aux terminus de la ligne où se trouve déjà du personnel de surveillance. Une ligne, à Paris, a, au plus, dix kilomètres de longueur; la consommation d'air d'une automobile est de 10 kilogrammes d'air par kilomètre si elle est seule, et de 12 si elle est suivie d'un attelage; ajoutons encore 2 kilogr. pour tenir compte des accidents ou fausses manœuvres; nous avons ainsi 140 kilogr. d'air à dépenser pour effectuer le parcours total. Or, l'expérience indique qu'il est très facile de loger dans des voitures des réservoirs de 2 à 3 mètres cubes, lesquels contiendront facilement la quantité d'air précédente à la pression de 50 atmosphères.

Cette pression de 50 atmosphères est également une limite au-dessus de laquelle il convient de ne pas monter, si l'on veut employer dans certaines parties la simple robinetterie à boisseau; c'est à elle que l'on s'est définitivement arrêté pour toutes les canalisations d'eau comprimée employées dans les ports pour la transmission de la force à distance. Ainsi donc, les considérations tirées de l'exploitation, et l'expérience, paraissent concorder pour indiquer 45 à 50 atmosphères comme pression limite à prendre pour l'approvisionnement de l'air comprimé.

Dans les locomotives à air comprimé, les réservoirs d'air prendront naturellement la place réservée d'ordinaire à la chaudière. Dans les automobiles, l'installation des réservoirs est plus délicate. Il serait facile de les placer par-dessus la caisse de la voiture, ce qui permettrait de leur donner une grande longueur et les diamètres les plus grands compatibles avec la résistance; mais dans nos voitures de Paris, cet emplacement est réservé à l'impériale ; en outre, comme la caisse doit s'enlever facilement pour la visite des organes, il y aurait à chaque fois des tuyaux de raccord à démonter; enfin, au point de vue de la stabilité de la voiture, il y a inconvénient à placer par-dessus la caisse des réservoirs dont le poids atteint trois tonnes.

Ces considérations amènent à établir les réservoirs d'air au-dessous du plancher des automobiles, malgré les deux inconvénients que présente cette disposition : nécessité de placer les réservoirs transversalement, ce qui force à en multiplier le nombre, et obligation, pour

ne pas diminuer outre mesure les diamètres, de relever le plancher des voitures, ce qui entraîne une marche de plus à monter pour le voyageur.

Dans les automobiles que construit M. Mékarski, les réservoirs sont placés transversalement sous le plancher; ils sont au nombre de neuf, leur longueur est d'environ $1^{m}50$, et leur diamètre de $0^{m}60$. Leur capacité totale varie, d'après les types, entre deux mètres cubes et demi et trois mètres cubes. Les réservoirs sont placés entre les longerons et suspendus, comme nous le verrons plus loin, quand nous décrirons le châssis.

La figure 2 montre la disposition d'ensemble des réservoirs avec leur tuyauterie. Ils sont partagés en deux sections: la première, appelée batterie, comprend les sept réservoirs d'arrière; la seconde, appelée réserve, comprend les deux réservoirs d'avant. La figure montre que chacun de ces groupes a sa tuyauterie spéciale.

En rendant compte plus haut (page 8) des inventions d'Andraud, nous avons dit que le but de ce partage est d'avoir à sa disposition, jusqu'à presque complet épuisement de l'approvisionnement, une pression initiale suffisante pour donner un coup de collier.

Le mode de construction des réservoirs a subi des perfectionnements successifs. Ils ont été d'abord construits comme des chaudières: fonds emboutis en fer au bois; corps cylindrique rivé, en acier doux, ayant une résistance maximum à la traction de 45 kilogr. par millimètre carré, et s'allongeant de 24 °/₀ avant rupture. Pour le diamètre de $0^{m}60$ généralement admis et une pression de 45 atmosphères, l'épaisseur du corps cylindrique était de 12 millimètres, ce qui correspond à un travail de 11 kilogr. et demi par millimètre carré, rivets non déduits.

Pour éviter la diminution de résistance occasionnée par les trous de rivets et aussi pour ne pas avoir à redouter les chances d'étoilement dues à un perçage mal fait, les tôles rivées du corps cylindrique furent remplacées par des tôles soudées. La qualité de cet acier soudant est définie par une résistance maximum à la traction de 38 à 40 kilogr. par millimètre carré et un allongement avant rupture de 30 °/₀. Les réservoirs des locomotives de la ligne de Versailles sont construits de cette façon: leur diamètre est de $0^{m}54$, l'épaisseur du corps cylindrique est de $0^{m}018$, la pression de l'approvisionnement est de 75 à 80 atmosphères, ce qui donne plus de 11 kilogr. pour travail du métal par millimètre carré.

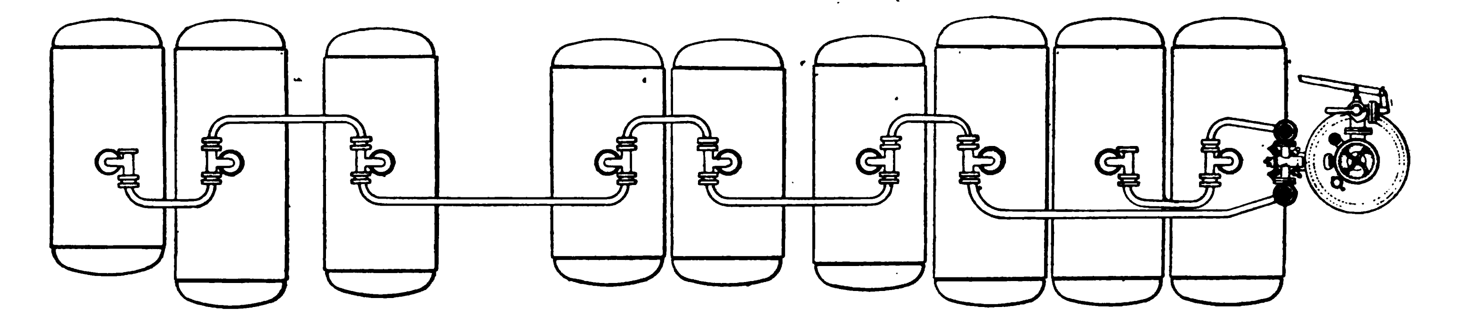


Fig. 2. — Disposition des réservoirs d'air et de leur tuyauterie.

Enfin, dans les derniers réservoirs construits, l'un des fonds et tout le corps cylindrique sont d'un seul morceau obtenu par des emboutissages successifs à la presse hydraulique. La pièce est ainsi tirée d'un disque d'acier doux de 1^m50 de diamètre, et dont l'épaisseur moyenne est de 0^m025 environ quand la pièce finie doit avoir 10 millimètres d'épaisseur. L'acier employé doit avoir une résistance à la traction de 50 kilogr. par millimètre carré et s'allonger de 23 °/₀ avant rupture.

Le deuxième fond du réservoir est soigneusement embouti au diamètre voulu, de façon à ne pas nécessiter un tournage, et rivé après sa mise en place. Cette construction est un chef-d'œuvre de forge et présente toute garantie de sécurité ; son seul défaut est d'être un peu coûteuse. Les réservoirs des automobiles de la ligne de Saint-Augustin sont construits d'après ce type : leur diamètre est de 0^m60, la pression de l'approvisionnement est de 60 atmosphères, l'épaisseur des parois est de 12 millimètres, ce qui correspond à un travail de 15 kilogr. par millimètre carré.

Ce coefficient élevé amène une réduction dans le poids des réservoirs à laquelle s'ajoute la suppression des têtes de rivets et du recouvrement nécessaire pour la rivure.

Les réservoirs, dont la figure 2 donne la vue d'ensemble, ont trois mètres cubes de capacité ; à 50 atmosphères, ils contiennent environ 200 kilogr. d'air. Construits en tôles rivées, ils pèsent trois tonnes environ ; la construction par emboutissage réduit ce poids de 500 kilogrammes.

Il résulte de ces chiffres que dans la disposition de la figure 2 il faut :

15 kilogr. de réservoir par kilogramme d'air approvisionné, si on emploie la rivure ;

12 kilogr. de réservoir par kilogramme d'air approvisionné, si on emploie l'emboutissage.

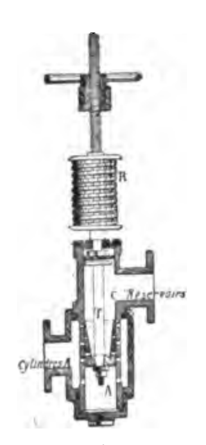
Les épaisseurs du métal variant proportionnellement aux pressions, ces chiffres sont à peu près constants, quelle que soit la pression, pour une même disposition.

Régulateur. — L'air approvisionné baisse de pression au fur et à mesure de la marche de la machine, le *régulateur* sert à le débiter sous la pression que le mécanicien désire. Nous avons déjà indiqué la nécessité de cet appareil, en décrivant, d'après Andraud, une installation de traction par l'air comprimé.

Si l'air est approvisionné sous une pression de 45 atmosphères,

puis débité aux cylindres de la locomotive à une pression initiale moyenne de 6, cet air subira, en traversant le régulateur, une détente de 45 à 6 au début, puis de 40 à 6, puis de 35 à 6, et ainsi de suite au fur et à mesure que la provision d'air diminuera. Le travail qu'auraient pu produire ces détentes est perdu, mais la température de l'air, pendant ces transformations, ne varie pas, puisqu'il n'y a pas de travail produit.

La figure 3 donne la coupe d'un régulateur tracé d'après les premières indications de M. Mékarski. L'air de l'approvisionnement arrive dans une chambre cylindrique *c* dans laquelle oscille une tige *t* sur laquelle sont montés deux pistons égaux. Le piston inférieur, de forme cylindrique, est percé de petits trous correspondant à des trous égaux percés dans le cylindre *c*. Extérieurement, et tout autour de la section percée de trous, le cylindre *c* est enveloppé d'un espace annulaire A communiquant avec les cylindres moteurs de la locomotive. On donne, à l'aide du ressort R, comprimé à volonté par une manivelle, telle pression que l'on désire sur la tige des pistons : si cette pression est plus grande que celle qu'exerce sur la face inférieure du piston du bas l'air des cylindres, le système des pistons descend et découvre les orifices placés dans la chambre C, lesquels viennent communiquer avec ceux percés dans le piston ; alors l'air passe de l'approvisionnement dans les cylindres. Le phénomène inverse se produit si on réduit la pression exercée par le ressort sur la tige commune aux deux pistons.



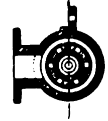


Fig. 3.
Premier régulateur de M. Mékarski.

Ce type de régulateur n'est plus appliqué.

Le régulateur à diaphragme est plus obéissant, d'un fonctionnement sûr et d'une grande simplicité ; il est presque exclusivement employé. La figure 4 donne une coupe du type créé par M. Mékarski et monté sur ses voitures.

L'air des réservoirs, pour arriver dans la chambre C du régulateur et se rendre de là dans les cylindres moteurs, doit traverser la soupape *s* montée sur une tige, à l'extrémité de laquelle est un plateau P qui s'appuie sur un diaphragme *aa* en caoutchouc. Ce diaphragme,

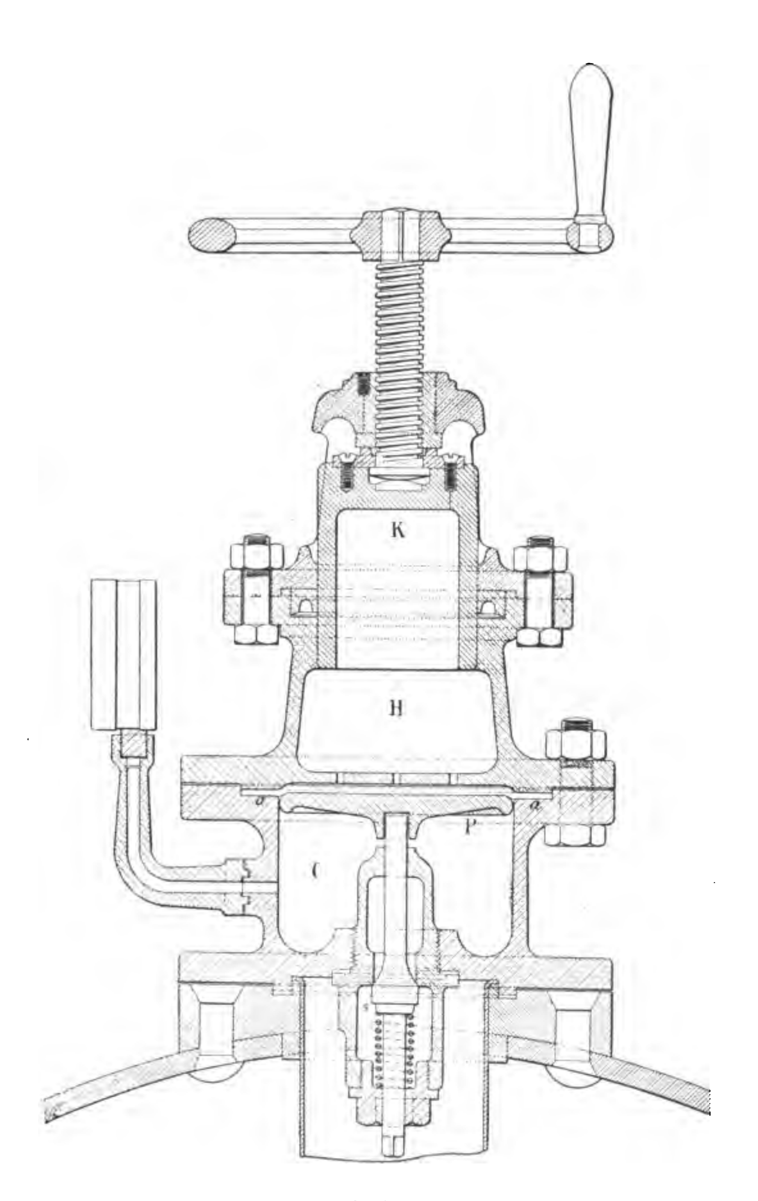


Fig. 4. — Deuxième régulateur de M. Mékarski.

maintenu sur son pourtour, s'appuie sur le plafond de la chambre C.

Ce plafond, percé de trous, forme lui-même le fond d'une petite presse hydraulique dans laquelle on établit telle pression que l'on désire en enfonçant plus ou moins, à l'aide d'un volant, un plongeur creux K rempli d'air. L'inspection de la figure montre que quand on augmente la pression dans la presse hydraulique, l'eau de cette presse, passant par tous les trous du fond, repousse le diaphragme, lequel transmet son mouvement au plateau P et, par l'intermédiaire de la tige, à la soupape *s* elle-même : la soupape s'ouvre et laisse passer l'air de l'approvisionnement dans la chambre C et de là aux cylindres.

Si au contraire, on diminue la pression dans la presse hydraulique, l'air comprimé contenu dans la chambre C fait remonter le plateau P et la soupape se ferme.

L'élasticité du diaphragme rend ce régulateur d'une obéissance extrême et une fois que la pression, dans la petite presse hydraulique, est réglée pour un débit à une tension déterminée, l'air, quelle que soit sa pression dans les réservoirs, arrivera toujours à la tension voulue dans les cylindres moteurs.

Un robinet à godet monté extérieurement au corps-presse sert au remplissage de cette petite presse hydraulique.

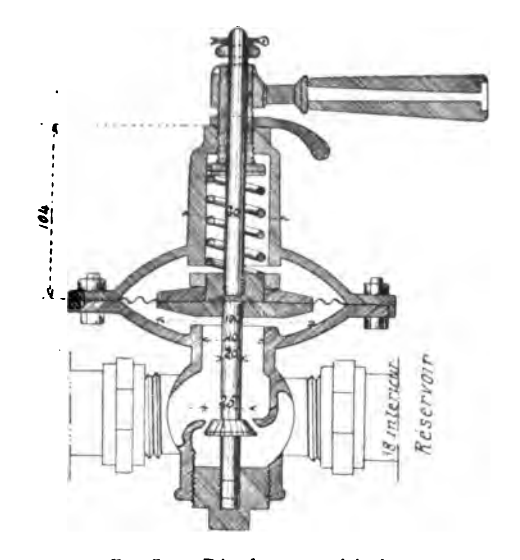


Fig. 5. — Régulateur américain.

Nous donnons, fig. 5, la coupe d'une variante du régulateur que nous venons de décrire : la petite presse hydraulique est remplacée par un ressort, le diaphragme est formé par une feuille de fer ondulée.

§ 2. Réchauffage de l'air avant son entrée dans les cylindres.

Ce second paragraphe est le plus important : sans le réchauffage de l'air avant l'emploi, le mode de transmission de force que nous étudions serait d'abord presque impraticable et son rendement serait en outre à peu près nul.

Le poêle qui sert à réchauffer l'air sur la locomotive forme, avec les cylindres moteurs, une machine complète qui utilise une partie de la force emmagasinée dans les réservoirs et, en outre, presque toute la force qui correspond à la chaleur fournie par le poêle.

Quelques chiffres vont indiquer d'une manière frappante la nécessité du réchauffage.

Nous supposerons, comme toujours, que l'air des réservoirs est à la température de l'atmosphère, soit 15° centigrades, et est admis dans les cylindres à la pression moyenne de 6 atmosphères ; nous supposerons, en outre, que la détente s'effectue dans les cylindres depuis 6 atmosphères jusqu'à la pression atmosphérique.

Ici, la détente dans les cylindres est absolument adiabatique, puisqu'il n'y a dans ces cylindres aucun mode de réchauffage. Si T et T′ sont les températures absolues de l'air avant et après la détente, la quantité de chaleur perdue par un kilogramme d'air pendant la détente sera 0,17 (T — T′), le coefficient 0,17 étant la capacité calorifique de l'air à volume constant. Le travail correspondant sera

$$425 \times 0{,}17\,(T - T') \qquad (1)$$

425 étant le travail en kilogrammètres répondant à une caloric ou l'équivalent mécanique de la chaleur· Si au lieu de la détente seule, nous considérons le travail *total* qui comprend en outre le travail pendant l'admission à pleine pression diminué du travail de la contrepression atmosphérique, nous aurons pour valeur du travail *total* d'un kilogramme d'air

$$425 \times 0.24\,(T - T') \qquad (1\ bis)$$

0.24 étant la capacité caloforifique de l'air à pression constante.

Les températures absolues T et T′ sont du reste liées aux pressions P et P′ avant et après la détente, par la formule de Laplace :

$$\frac{T}{T'} = \left(\frac{P}{P'}\right)^{0{,}291} \qquad (2)$$

Nous avons supposé que l'air était introduit à 6 atmosphères et détendu jusqu'à la pression atmosphérique, il s'ensuit que le rapport $\frac{P}{P'}$ est égal à 6.

Supposons successivement les températures centigrades de l'air avant l'entrée dans les cylindres égales à

15° — 100° — 150° — 200° — 300°. (3)

Les températures absolues T s'obtiennent facilement en ajoutant 273° à tous ces nombres. La formule (2) donnera les températures absolues T' à la sortie de l'air, d'où nous déduirons facilement les valeurs suivantes des températures centigrades :

— 102°, — 52°, — 22°, + 8°, + 67°. (4)

Les travaux en kilogrammètres répondant à ces chutes de température seront donnés par les relations (1) et (1 *bis*) :

8 354 — 10 853 — 12 281 — 13 709 — 16 636. (5)

pour la détente et

11 779 — 15 303 — 17 316 — 19 330 — 23 457 (5 *bis*)

pour le travail total.

Si nous prenons comme unités le travail correspondant à la température initiale de 15°, c'est-à-dire dans l'hypothèse de l'absence complète de réchauffage, les chiffres qui précèdent sont représentés par les nombres

1,0 — 1,3 — 1,5 — 1,6 — 2,0. (6)

Ces quelques lignes indiquent nettement l'effet du réchauffage de l'air.

Si l'air n'est pas réchauffé, la température à la fin de la détente baisse considérablement, et comme cet air a le même état hygrométrique que l'atmosphère où il a été puisé, la vapeur d'eau qu'il renferme se transforme en petits grêlons qui bouchent rapidement les orifices et arrêtent la machine : cet accident a jusqu'à ces derniers temps retardé l'emploi des machines à air comprimé.

Si on réchauffe l'air, cet inconvénient disparaît; en outre, le travail fourni augmente dans de grandes proportions. On voit qu'un réchauffage à 300° double même le travail produit.

La quantité de chaleur qu'absorbe ce réchauffage est presque nulle : pour 300°, elle est pour la détente de :

$$0{,}17 \times 300 = 51 \text{ calories}$$

par kilogramme d'air. C'est la chaleur fournie par la combustion de 10 grammes de charbon.

Mais il y a une limite au réchauffage de l'air : on ne peut pas introduire dans les cylindres de l'air à une température de plus de 270°, puisque les meilleures huiles minérales de graissage commencent à distiller à cette température ; il convient même de ne pas trop s'approcher de cette limite.

Pour tourner cette difficulté, M. Popp, qui a étudié attentivement ces questions, propose d'employer des cylindres compound. L'air, après un premier réchauffage à 120° centigrades, serait introduit dans le petit cylindre, à une pression moyenne de 12 atmosphères ; après s'y être détendu partiellement jusqu'à 3,5 atmosphères, l'air passerait à nouveau dans le poêle, où il se réchaufferait à 120° centigrades avant d'entrer dans le grand cylindre où s'achèverait sa détente. Il est facile de voir, en appliquant la formule (2), que la température finale de l'air dans chacun des cylindres est de 0° centigrades, et que le travail fourni est par suite

$$2 \times 425 \times 0.17 \times 120^\circ = 17\,340$$

pour la détente et

$$2 \times 425 \times 0.24 \times 120^\circ = 24\,480$$

au total.

Ce travail fourni par kilogramme d'air rapporté aux mêmes unités que ci-dessus est représenté par le nombre 2.1.

Enfin, M. Popp propose d'injecter dans l'air, avant son entrée dans les cylindres, de la vapeur d'eau : nous verrons plus loin l'effet particulier de cette injection de vapeur, dont l'idée appartient à M. Mékarski.

Nous allons décrire les appareils de réchauffage dont se sert M. Popp, et qui ne sont autres que de petits poêles. Dans les installations fixes où l'air est employé comme fluide moteur, ce poêle se compose (fig. 6) d'une grille mobile H sur laquelle on brûle du coke ; cette grille est portée par une pièce en fonte G sur laquelle repose la pièce en terre réfractaire K dans laquelle le coke est entassé. Autour de ce foyer sont disposés des tuyaux verticaux jointifs en fer étiré E réunis deux à deux à la partie supérieure par des coudes de jonction F et aboutissant à leur partie inférieure dans une cuvette annulaire avec joint d'amiante A, laquelle est divisée en compartiments par des cloisons C. L'air comprimé arrive dans cette cuvette A par le conduit X, passe

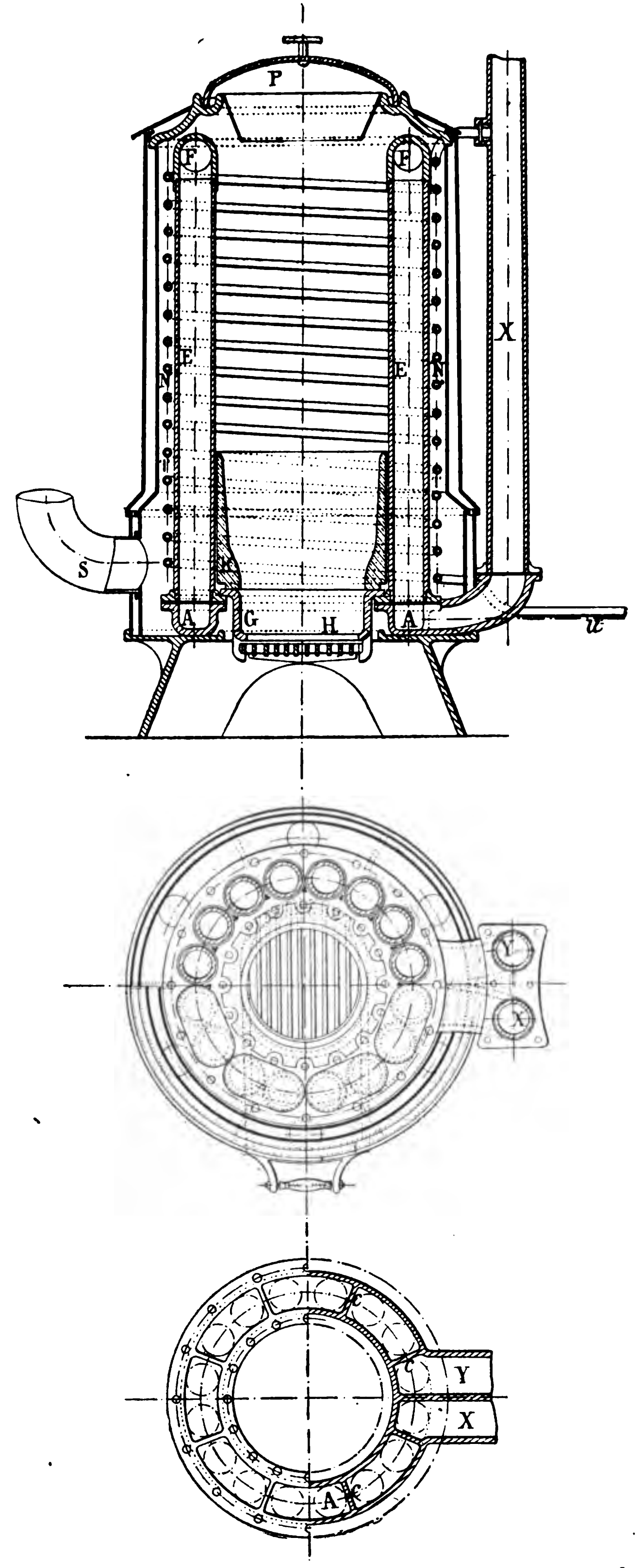


FIG. 6. — Appareil de réchauffage, système Popp, pour installations fixes.

par tous les tuyaux E formant serpentin continu autour du foyer, et sort par le tuyau que l'on voit en plan en Y. Autour de ce serpentin en fer où se réchauffe l'air comprimé, est enroulé un serpentin en cuivre rouge T dans lequel arrive l'eau par la tubulure *u*. Cette eau, après s'être vaporisée, débouche dans le tuyau Y de sortie de l'air réchauffé, en sorte que le fluide envoyé aux cylindres moteurs est un mélange d'air et de vapeur.

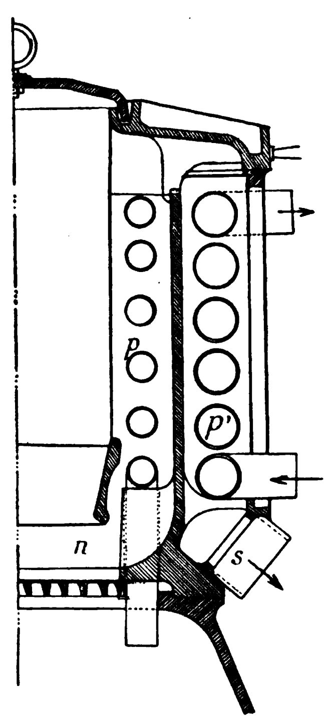


Fig. 7.
Premier appareil de réchauffage, système Popp, pour tramways.

Les gaz de la combustion du coke, après être montés verticalement à l'intérieur du serpentin en fer, redescendent extérieurement par l'espace annulaire N et s'échappent par le tuyau S. En P se trouve le couvercle de chargement du poêle. Comme la capacité calorifique de l'air est très faible, un petit poêle de $0^{m}75$ de hauteur totale et contenant une grille de $0^{m}16$ de diamètre seulement suffit pour une machine de 15 chevaux.

Pour la machine compound et à double réchauffage qu'il propose d'employer dans les tramways, M. Popp a tracé le poêle représenté sur la figure 7. En *n* est le foyer, en *s* est la sortie des gaz de la combustion, en *p* est un premier serpentin que parcourt l'air comprimé avant d'entrer dans le petit cylindre. Sorti de ce petit cylindre, l'air passe dans le serpentin *p'*, où il se réchauffe à nouveau avant d'entrer dans le grand cylindre.

Ce réchauffage à feu nu nécessite d'introduire sur la locomotive un foyer à coke que l'on devra charger aux stations, et qui rejette dans l'atmosphère ses produits de combustion.

Nous venons de voir combien le réchauffage de l'air *avant* son introduction dans les cylindres moteurs augmente, avec une dépense insignifiante de combustible, la quantité de travail de détente que peut fournir un poids déterminé d'air comprimé.

Mais on peut encore obtenir davantage en réchauffant l'air *pendant* qu'il se détend. Nous avons, en effet, supposé jusqu'ici qu'aucune précaution n'était prise pour réchauffer l'air dans les cylindres moteurs, et nous avons naturellement eu une détente adiabatique. Si nous arrivons, par un procédé quelconque, à maintenir constante la température de l'air, les résultats seront différents : quelques chiffres vont l'indiquer.

Supposons donc que l'air conserve constamment sa température initiale; pour comprimer de 1 à 6 atmosphères un mètre cube d'air dont la température est constante, il faut développer

$$23793 \log 6 = 18515 \text{ kilogrammètres.}$$

Le travail positif de la contre-pression atmosphérique étant dans ce cas égal au travail négatif d'introduction dans le réservoir, cette formule donne soit le travail de la compression seule, soit le travail total à fournir.

Prenant cet air aux températures successives déjà examinées de

15° 100° 150° 200° 300° centigrades,

le poids du mètre cube d'air à ces températures sera

$1^{k}226$ $0^{k}946$ $0^{k}835$ $0^{k}746$ $0^{k}616$,

ce qui donne, pour le nombre de kilogrammètres nécessaires pour comprimer de 1 à 6 atmosphères un kilogramme d'air pris à ces diverses températures :

15 110 19 560 22 190 24 810 30 060. (7)

Comme les choses sont réversibles, on peut supposer qu'un kilogramme d'air pris aux températures précédentes, et se détendant de 6 à 1 atmosphère sans changer de température, produit soit par sa détente seule soit en totalité les quantités de travail précédentes.

Si nous prenons comme unité, ainsi que nous l'avons fait plus haut (page 21), le travail que donne la détente adiabatique seule de 6 à 1 atmosphère d'un kilogramme d'air pris à la température initiale de 15° centigrades, les chiffres précédents seront représentés par les nombres

1,81 2,34 2,66 2,97 3,60. (8)

Si on prend comme unité le travail total que donne la détente adiabatique les nombres sont

1,29 — 1,66 — 1,88 — 2,11 — 2,55 (8 *bis*)

Comparons ces résultats à ceux contenus dans la ligne (6) qui précède (page 21), nous voyons que si on prend comme unité le travail

que donne sans réchauffage la détente seule d'un kilogramme d'air de 6 à 1 atmosphère, ce travail sera 2 si on chauffe à 300° l'air avant l'introduction dans les cylindres, et 3,6 si, en outre de ce réchauffage, on maintient la température constante à l'intérieur du cylindre.

Si on compare les travaux totaux le rapport, est encore 2 si on chauffe à 300° et 2,55 si en outre la détente est isothermique.

Pour opérer ce réchauffage dans les cylindres pendant la détente, on ne peut pas employer des injections d'eau pulvérisée comme dans les compresseurs : d'abord cette eau devrait être à haute température, puis il est impossible de loger sur une locomotive les machines complémentaires que comporte cette injection. On ne peut pas songer non plus à faire circuler un courant d'eau chaude dans une double enveloppe qui entourerait les cylindres moteurs; la mauvaise conductibilité de l'air l'empêcherait de prendre assez rapidement la chaleur que lui transmettrait la paroi.

M. Mékarski est arrivé à vaincre cette difficulté par un moyen très simple. Il place sur sa locomotive un réservoir rempli au préalable d'eau à la température de 160° centigrades. Avant d'arriver au régulateur, l'air de l'approvisionnement traverse cette eau, s'y échauffe d'abord, puis s'y mélange de vapeur d'eau à la tension qui correspond à sa température. Quand l'air arrivera dans les cylindres moteurs, la vapeur d'eau à laquelle il est mélangé se condensera quand la température baissera par la détente et abandonnera à l'air sa chaleur latente de vaporisation. L'air se trouvera ainsi réchauffé et sa détente se rapprochera de la loi de Mariotte.

Ainsi le passage de l'air à travers l'eau chaude produit deux résultats : 1° réchauffage de l'air avant son entrée dans les cylindres; 2° réchauffage de l'air pendant la détente.

Nous allons démontrer que ce dernier réchauffage produit un travail de détente égal à peu près à la moyenne arithmétique de ceux que donneraient les détentes isothermique et adiabatique.

Nous reproduirons, pour démontrer ce résultat, le mode de calcul peu élégant, mais, ce qui vaut mieux, simple et clair, qu'indique M. Devillez.

Supposons, ce qui est le cas ordinaire, que la température moyenne du mélange d'air et de vapeur soit de 100° centigrades à l'entrée des cylindres et que la tension de ce mélange soit de 6 atmosphères. Nous allons suivre les transformations d'un mètre cube de ce mélange se détendant de 6 à 1 atmosphère.

A 100°, la tension de la vapeur saturée est de 1 atmosphère : le mélange est donc composé de 1 mètre cube d'air à 5 atmosphères et de 1 mètre cube de vapeur à 1 atmosphère.

Le poids du mètre cube d'air est, à 5 atmosphères et 100° :

$$5 \times 1^{k}293 \times \frac{1}{1+\frac{100}{273}} = 4^{k}\,732.$$

Le poids du mètre cube de vapeur est, à 100°, $0^{k}\,606$.

La chaleur disponible dans le mélange est :

$$4^{k}\,732 \times 0^{cal}\,17 \times 100^{o} + 0^{k}\,606(606 + 0{,}305 \times 100^{o}) = 465^{cal}\,6.$$

Supposons que ce mélange se détende adiabatiquement jusqu'à occuper le volume $1^{m3}\,5$. Le travail produit par la détente sera, d'après ce que nous avons dit, compris entre les travaux que produiraient les détentes adiabatique et isothermique d'un mètre cube d'air sec se détendant de un mètre cube à un mètre cube et demi.

Le travail dû à la détente isothermique serait :

$$1^{m3} \times 6^{atm} \times 23\,793 \times \log 1{,}5 = 25\,125 \text{ kilogrammètres.}$$

Le travail dû à la détente adiabatique serait :

$$6 \times 1^{k}\,293 \times \frac{1}{1+\frac{100}{273}}\, 0^{cal}\,17 \times 425\,(T - T').$$

Les températures absolues T et T' avant et après la détente sont liées par la formule de Laplace que nous avons déjà citée :

$$\frac{T}{T'} = \left(\frac{V'}{V}\right)^{0,41} = 1{,}5^{0,41} = 1{,}18.$$

Comme T est égal à $273^{o} + 100^{o}$, on en déduit la valeur de $T' = 316$, et par suite la valeur cherchée du travail dû à la détente adiabatique : $5^{k}\,68 \times 0^{cal}\,17 \times (373 - 316) \times 425 = 23\,137$ kilogrammètres.

On peut, sans commettre d'erreur, admettre que la valeur du travail effectivement produit par la détente du mélange est égale à la moyenne arithmétique des deux travaux que nous venons de déterminer, soit à

$$\frac{25\,125 + 23\,137}{2} = 24\,131 \text{ kilogrammètres,}$$

lesquels correspondent à la disparition de

$$\frac{24\,131}{425} = 56^{cal}\,78.$$

Il ne reste donc plus dans le mélange que

$$465,6 - 56,78 = 408^{cal}82.$$

Par tâtonnements, on détermine la température que possède le mélange, et on trouve 84° 6 centigrades. En effet, à cette température, la tension de la vapeur saturée est, d'après les tables, $0^{atm}561$, ce qui donne pour poids du mètre cube de cette vapeur

$$0,606 \times 0,561^{0,939} = 0^{k}352.$$

La capacité de $1^{m3}5$ ne contient plus que

$$1,5 \times 0,352 = 0^{k}53 \text{ de vapeur.}$$

Le surplus

$$0^{k}606 - 0^{k}53 = 0^{k}076$$

s'est condensé pour devenir de l'eau à 84° 6.

La chaleur disponible dans la capacité, en partant de la température de 84° 6 comme vraie, est donc :

Chaleur de la vapeur	$0^{k}53(606,5 + 0,305 \times 84°6)$	$= 335^{cal}12$
Chaleur de l'eau liquide	$0^{k}076 \times 84°6$	$— 6^{cal}43$
Chaleur de l'air	$4^{k}732 \times 0^{cal}17 \times 84°6$	$— 67^{cal}34$
	Chaleur totale.	$408^{cal}89$

C'est bien la quantité de chaleur que nos calculs avaient indiquée comme restant dans le mélange, ce qui vérifie la température de 84°6 que nous avons donnée comme étant celle du mélange.

La tension de l'air dans le mélange est :

$$5^{atm} \times \frac{1^{m3}(273° + 84°6)}{1^{m35}(273° + 100°)} = 3^{atm}195;$$

la tension du mélange qui existe dans la capacité est :

$$3,195 + 0,561 = 3^{atm}756.$$

Nous avons maintenant un mélange de vapeur et d'air, occupant un volume de $1^{m3}5$, à la température de 84° 6, à la pression de $3^{atm}756$ et renfermant au-dessus de 0° centigrade $408^{cal}82$.

Nous avons vu que si nous avions eu affaire à de l'air sec à 6 atmosphères, se détendant de 1 mètre cube à $1^{m3}5$, la température absolue se fût abaissée à 316 degrés ou 43 degrés centigrades. Ainsi la condensation du $0^{k}076$ de vapeur que nous avons trouvée a servi à relever la température en abandonnant

$$0^{k}076\,(606,5 + 0,305 \times 100° - 84°6) = 42 \text{ calories.}$$

Nous avons vu que le travail produit par la détente correspondait à 56cal 78; 42 ont été regagnées par la condensation de la vapeur, et le surplus, 14, 78, a produit l'abaissement de la température.

La première phase de l'opération terminée, nous pouvons recommencer des calculs identiques pour les détentes successives de 1m³ 5 à 2 mètres cubes, puis de 2 mètres cubes à 3 mètres cubes, puis de 3 mètres cubes à 4 mètres cubes, puis enfin de 4 mètres cubes à 5 mètres cubes.

Les résultats de ces calculs se trouvent dans le tableau suivant :

	ÉTAT INITIAL	APRÈS DÉTENTE de 1 à 1,5	APRÈS DÉTENTE de 1.5 à 2	APRÈS DÉTENTE de 2 à 3	APRÈS DÉTENTE de 3 à 4	APRÈS DÉTENTE de 4 à 5
Tension du mélange . . Atmosph.	6	3,756	2,702	1,699	1,223	0,932
Température du mélange. Degrés.	100	84,6	74,5	61,1	52,0	45,5
Travail de la détente.	0	24.131	16.255	21.753	14.737	11.052
Chaleur restant dans le mélange. Cal.	465,6	408,82	370,57	319,39	284,72	258,72

Si nous ajoutons les travaux successifs produits par les détentes seules, nous obtenons 87 928 kilogrammètres.

Le travail produit par la détente isothermique seule de 1 mètre cube d'air à 6 atmosphères, se détendant du volume 1 au volume 5, est :

1 mètre cube $\times$ 6 atm. $\times$ 23 793 log 5 $=$ 99 783 kilogrammètres.

Le travail produit par la détente adiabatique seule de 1 mètre cube d'air à 6 atmosphères et à 100° centigrades, se détendant également du volume 1 au volume 5, est :

$$6 \times 1^{kg}293 \times \frac{273^{\circ}}{273^{\circ} + 100^{\circ}} \times 0^{cal}17 \times 425\,(T - T').$$

Nous avons déjà dit que les températures absolues T et T' avant et après la détente sont liées par la relation :

$$\frac{T}{T'} = \left(\frac{V'}{V}\right)^{0,41} = 5^{0,41} = 1,934.$$

Comme : $T = 373^{\circ}$, on en déduit : $T' = 193^{\circ}$

donc : $T - T' = 180^{\circ}$,

et, par suite, l'expression ci-dessus du travail donne 73 193 kilogrammètres.

La moyenne arithmétique :

$$\frac{1}{2}(99\,783 + 73\,193) = 86\,483,$$

des travaux fournis par les détentes isothermique et adiabatique, se rapproche bien du nombre de 87 928 kilogrammètres fourni par la détente adiabatique du mélange d'air et de vapeur. Nous pouvons donc dire que le travail dû à la détente adiabatique seule d'un mélange d'air et de vapeur à 100° centigrades et à la pression totale de 6 atmosphères est légèrement supérieur à la moyenne des travaux fournis par les détentes adiabatique et isothermique d'un même volume d'air sec à six atmosphères et à 100° se détendant dans les mêmes limites.

La figure 8 donne la disposition adoptée par M. Mékarski pour le réchauffage. C'est un cylindre vertical de $0^m 50$ de diamètre fermé haut et bas par des calottes; il est construit d'une manière analogue aux réservoirs d'air, car il doit pouvoir supporter les mêmes pressions. L'air comprimé arrive à la partie inférieure, traverse verticalement l'eau du cylindre et s'échappe à la partie supérieure pour traverser le régulateur. Le petit cylindre percé de trous placé à l'orifice du régulateur est destiné à arrêter l'eau entraînée.

Les mécaniciens ont donné le nom de bouillotte à cet appareil de réchauffage; on le remplit d'eau à 160° centigrades environ, en même temps que l'on charge les réservoirs d'air comprimé; ce remplissage s'effectue par le second robinet du tuyau qui aboutit au fond du réchauffeur.

Il est facile de voir qu'un faible poids d'eau chaude suffit pour réchauffer l'air et le saturer de vapeur. Si nous avons, par exemple, une provision de 200 kilogrammes d'air à 50 atmosphères, il faudra, pour élever sa température de 15° à 100° :

$$200^{kg} \times 0^{cal}17 \times 85^{o} = 2\,890 \text{ calories.}$$

Ce poids d'air débité conformément aux hypothèses que nous avons admises dans nos calculs occupera environ 30 mètres cubes à 5 atmosphères. Ces 30 mètres cubes saturés de vapeur à 100° emporteront :

$$30 \times 0^{kg}606 \text{ de vapeur,}$$

et $$30^{kg} \times 0^{kg}606\,(606 + 0{,}305 \times 100^{o}) = 11\,562 \text{ calories.}$$

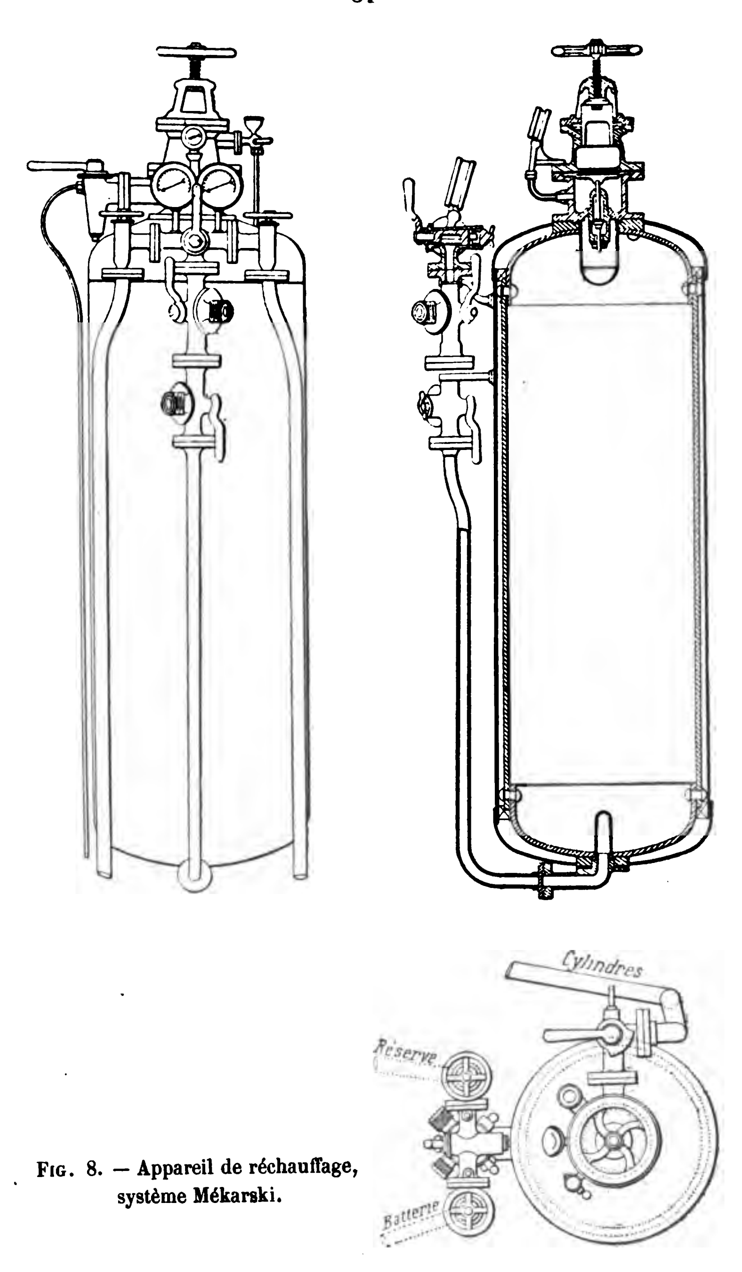


Fig. 8. — Appareil de réchauffage, système Mékarski.

La provision d'eau devra donc fournir, pour réchauffer l'air et le saturer de vapeur :

$$2\,890 + 11\,562 = 14\,452 \text{ calories.}$$

Or, le poids d'eau emmagasiné dans une bouillotte à 160° est de 300 kilogr. L'approvisionnement en calories est donc :

$$160 \times 300 = 48\,000.$$

Quand l'approvisionnement d'air sera épuisé, il restera encore dans la bouillotte :

$$48\,000 - 14\,452 = 33\,548 \text{ calories,}$$

et la température de l'eau de la bouillotte sera :

$$\frac{33\,548}{300} = 111^\circ.$$

On voit combien le réchauffage est facile par ce procédé.

Avant de terminer ce paragraphe, nous avons encore une conclusion à tirer des chiffres qui précèdent ;

Si nous supposons l'air emmagasiné dans les réservoirs de l'automobile à la pression de 45 atmosphères, le travail dépensé à l'usine pour comprimer un mètre cube de cet air est approximativement de :

$$23\,793 \log 45 = 39\,335 \text{ kilogrammètres.}$$

Le travail moteur dû à la pression atmosphérique est compensé par le travail d'introduction de l'air comprimé dans le réservoir.

Si l'air est à 15°, le mètre cube pèse 1kg 23, ce qui donne pour travail de compression rapporté au kilogramme d'air :

$$\frac{39\,335}{1{,}23} = 31\,390.$$

Voyons, d'autre part, le travail retiré d'un kilogramme d'air employé dans les cylindres de la locomotive.

Nous avons vu ci-dessus que le travail fourni par la détente adiabatique d'un mélange d'air et de vapeur à 100° centigrades et à la pression totale de 6 atmosphères est de. . . . . kgm.	87.928
A ce travail nous devons ajouter celui que produit le mélange fonctionnant à pleine pression au commencement de la course : 6 atmosphères × 10 333 kilogr. × 1 mètre cube.	61.998
Total en kilogrammètres	149.926
Mais nous devons retrancher le travail dû à la contre-pression atmosphérique pendant toute la course : 5 × 10 333.	51.665
Reste pour travail effectif du mètre cube d'air saturé. kgm.	98.261

Or, dans le mélange à la tension totale de 6 atmosphères, la tension propre à l'air est de 5 atmosphères. Par suite, dans le mètre cube de mélange à 100°, il y a un poids d'air de :

$$5 \times 1^{k}293 \times \frac{273^{o}}{373^{o}} = 4^{k}74.$$

Il en résulte qu'en définitive le travail fourni par un kilogramme d'air est :

$$\frac{98\,261}{4.74} = 20\,765.$$

Comparons ce travail produit par un kilogramme d'air, au travail dépensé pour le comprimer à 45 atmosphères, nous aurons ainsi le rendement cherché :

$$\frac{20\,765}{31\,970} = 0,65.$$

§ 3. Moteurs de la Locomotive.

Nous avons trouvé, pour le rendement théorique de l'air comprimé, 65 °/₀ en supposant l'air emmagasiné dans la voiture à 45 atmosphères, réchauffé avant l'emploi à 100° en moyenne par un mélange avec de la vapeur saturée à cette température, et enfin admis dans les cylindres à la pression de 6 atmosphères.

Ce coefficient de 65 °/₀ doit être, au point de vue pratique, multiplié par deux nombres. Le premier est le rendement mécanique des machines qui compriment l'air, le second est le rendement de la locomotive qui le débite. Si on prend 75 °/₀ pour le rendement des machines et compresseurs et 65 °/₀ pour le rendement de la locomotive, on arrive à un rendement pratique final de :

$$0,75 \times 0,65 \times 0,65 = 0,31.$$

Voyons ce que donne l'expérience.

Nous avons dit que, d'après nos relevés faits pendant une année à la Compagnie des chemins de fer Nogentais, la consommation d'air par kilomètre parcouru a été de 10 kilogr. Comme la pression à laquelle l'air est emmagasiné dans les réservoirs des voitures est, pour cette Compagnie, de 45 atmosphères, nous pouvons prendre deux chevaux-heure *au maximum* pour valeur de la force qui a été employée à l'usine pour comprimer les dix kilogrammes d'air.

La force de deux chevaux-heure répond à un nombre de kilogrammètres égal à :

$$2 \times 75 \times 3\,600'' = 540\,000.$$

L'effort moyen de traction par tonne sur voie Marsillon d'une automobile est de 15 kilogr., le poids moyen en charge de cette automobile est de 12 tonnes; donc le travail dépensé pour tirer sur un kilomètre l'automobile est :

$$15^{k} \times 12^{t} \times 1\,000^{m} = 180\,000 \text{ kilogrammètres.}$$

Le rapport entre le travail effectivement produit et le travail dépensé à l'usine est donc :

$$\frac{180\,000}{540\,000} = 0,33,$$

nombre légèrement supérieur à celui que nous avions trouvé en admettant les coefficients de rendement mécanique de 75 % et 65 % pour les compresseurs et la locomotive.

Cette petite différence tient surtout à ce que la pression d'admission dans les cylindres est souvent supérieure à 6 atmosphères, ce qui diminue la perte de détente due à l'écart entre les pressions de l'approvisionnement et de l'admission.

Du reste, le chiffre pratique de 33 % n'est pas le dernier mot de ce que peut donner l'air comprimé; nous verrons notamment que, pour une locomotive de métropolitain ayant des arrêts déterminés et la route libre devant elle entre ces arrêts, on peut, en marchant par élans successifs, admettre normalement à une pression double de celle que nous avons prise comme base dans nos calculs et augmenter par ce fait même dans de grandes proportions le rendement de la machine.

Nous allons passer en revue trois types différents de moteurs pour locomotives à air comprimé : les deux premiers étudiés par M. Mékarski, le troisième tracé par M. Popp.

Automobile de M. Mékarski. — La figure 9 donne une vue de l'une des automobiles en service à Paris sur la ligne de Saint-Augustin au cours de Vincennes; la figure 10 donne le détail très légèrement modifié du moteur de cette automobile. On voit que le constructeur a conservé l'attaque directe par la bielle de l'un des essieux de la voiture comme dans les locomotives à vapeur. Les cylindres sont à l'arrière, placés extérieurement aux longerons, auxquels ils sont reliés par des portées et des boulons. Le diamètre des cylindres est de $0^{m}16$,



Fig. 9. — Automobile système Mékarski.

la course des pistons de $0^{m}28$, le diamètre des roues de la voiture de $0^{m}70$. La distribution est réglée par une coulisse Walschært : l'ad-

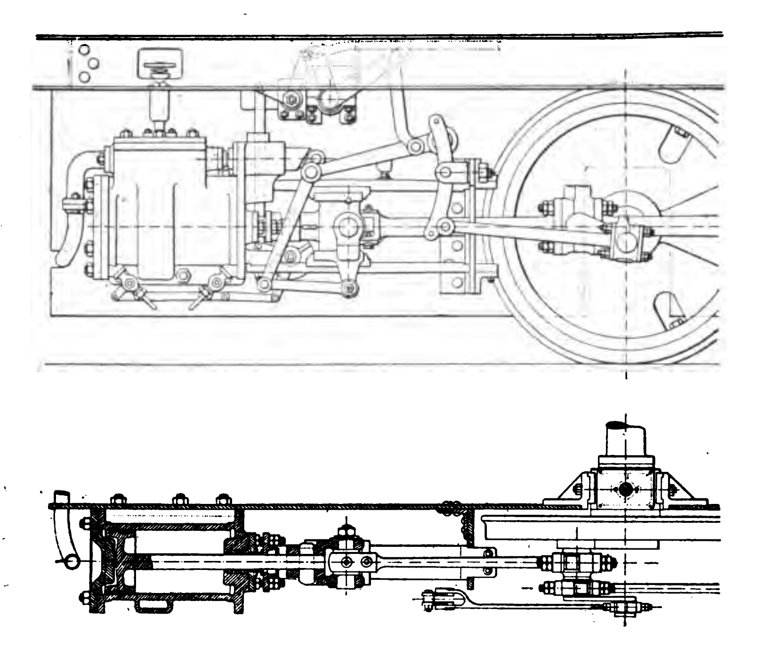


Fig. 10. — Moteur d'une automobile système Mékarski.

mission peut se faire sur une fraction de la course variant de 21 à 78 °/₀ ; généralement elle est réglée à 30 °/₀.

Le levier de manœuvre de la coulisse est contre la bouillotte, à droite du mécanicien ; près de ce levier s'en trouve un plus petit servant à la manœuvre des robinets de purge que l'on voit à la partie inférieure des cylindres.

L'échappement des cylindres se fait dans une série de quatre tubes concentriques communiquants, placés entre les longerons et les deuxième et troisième réservoirs d'air de l'arrière.

En se dilatant dans cette série de tubes, l'air se dépouille de la vapeur qu'il peut contenir encore et s'échappe ainsi sans bruit ni panache de vapeur.

Enfin, comme tout le mécanisme est extérieur, le constructeur l'a enfermé entre des panneaux en tôle mince, mobiles autour de char-

nières horizontales, qui le garantissent de la boue. Le mécanicien, pour la visite et le graissage, n'a qu'à soulever ces panneaux.

Locomotive pour tramway. — La machine à air comprimé, alimentée par un réservoir d'air, n'est pas dans les mêmes conditions qu'une machine recevant la vapeur d'une chaudière dont la pression ne peut varier qu'entre d'étroites limites.

Alors que dans la machine à vapeur on est obligé de maintenir la pression d'admission à peu près constante, dans la locomotive à air comprimé, on peut élever indéfiniment cette pression, et il y a intérêt à le faire. On augmente, en effet, ainsi beaucoup le rendement, puisqu'on diminue la perte de la détente comprise entre les pressions de l'approvisionnement et de l'admission dans les cylindres.

Le mécanicien peut réaliser cette économie quand il a une distance déterminée à parcourir sans s'arrêter; il lancera sa machine pendant une première portion de cette distance, puis, la machine une fois lancée par une admission à haute pression, il arrêtera l'arrivée de l'air dans les cylindres et parcourra la seconde portion du chemin avec la vitesse acquise par la machine.

Ainsi, prenons comme exemple une distance de 500 mètres entre deux stations, devant être parcourue en une minute, c'est-à-dire avec une vitesse moyenne de 30 kilomètres à l'heure; c'est le cas qui se présente dans un métropolitain. Supposons que la résistance de la voie soit de 10 kilogr. par tonne de train, et que, en forçant la pression d'admission, le mécanicien fasse développer à sa locomotive un effort de traction équivalant à 50 kilogr. par tonne de train. Si le mécanicien maintient cette force de 50 kilogr. constante pendant 30 secondes, la vitesse du train sera, après ces 30 secondes, de :

$$\frac{50^{kil} - 10^{kil}}{m} 30'' = 12^{m} \text{ par seconde.}$$

$50^{kil} - 10^{kil}$ ou 40^{kil} est la force motrice constante appliquée à la masse m d'une tonne. Cette masse a pour valeur :

$$m = \frac{1\,000^{kil}}{9^{m}81} = 101{,}8.$$

L'espace parcouru également après 30 secondes sera :

$$\frac{1}{2}\, 12^{m} \times 30'' = 180^{m}.$$

Supposons qu'à ce moment, le mécanicien arrête l'arrivée d'air et

laisse le train marcher avec sa vitesse acquise. Au bout de 30 secondes, la vitesse du train sera :

$$12^{m} - \frac{10^{kil}}{m} 30'' = 9^{m}10 \text{ par seconde,}$$

et l'espace parcouru pendant ce même temps sera :

$$12^{m} \times 30'' - \frac{1}{2} \times \frac{10^{kil}}{m} \times \overline{30''}^{2} = 320^{m}.$$

Ainsi, en développant un effort de 50 kilogr. par tonne pendant les trente premières secondes, le mécanicien parcourra 180 mètres ; à ce moment, il arrêtera l'arrivée de l'air aux cylindres et laissera la locomotive poursuivre son chemin avec sa vitesse acquise; au bout de 30 secondes, le train aura parcouru 320 autres mètres, c'est-à-dire sera

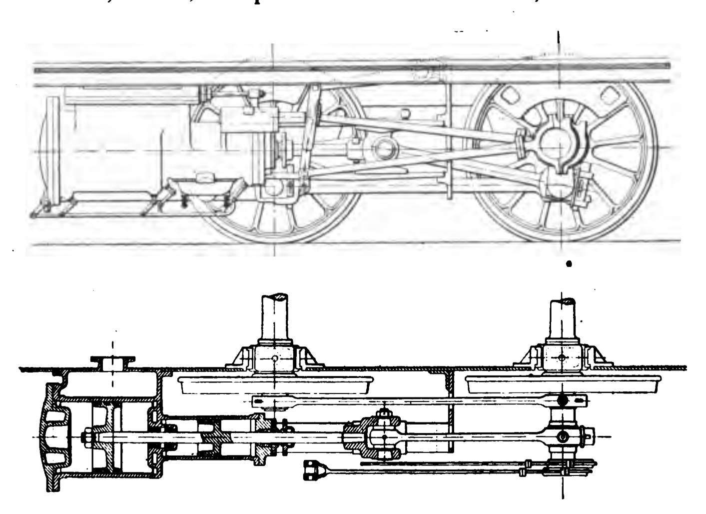


Fig. 11. — Locomotive Mékarski, moteur à grande expansion.

arrivé à la station, et sa vitesse à ce moment sera encore de $9^{m}10$ par seconde, c'est-à-dire de 33 kilomètres à l'heure. Cette vitesse sera annulée par les freins. La machine a marché à haute pression pendant la moitié du temps et n'a pas consommé d'air pendant l'autre moitié.

M. Mékarski a créé un type de machine pour métropolitain permettant de remplir entièrement la condition qui précède; la figure 11 donne le détail du mécanisme moteur. Les cylindres sont extérieurs et placés à l'arrière. Il y en a deux de chaque côté, montés en tandem

et venus de fonte d'une seule pièce. La course commune des pistons est de 0m50, le diamètre du petit cylindre est de 0m26 et celui du grand de 0m50. La détente est fixe et la coulisse ne sert qu'à renverser la marche. L'admission au petit cylindre a lieu pendant les deux tiers de la course et l'air se détend dans le dernier tiers avant d'entrer dans le grand cylindre. Comme le volume de ce dernier est quatre fois plus grand que celui du petit cylindre, il s'ensuit que les choses se passent comme si l'admission n'avait lieu que pendant les 2/15 seulement de la course.

La détente étant fixe, le mécanicien, pour faire varier la puissance, agit seulement sur le régulateur. La pression de l'air à l'admission, dans la marche par bonds successifs que nous avons décrite, varie de 10 à 12 atmosphères. Si accidentellement, pour un complément de parcours ou une petite manœuvre, le mécanicien est amené à employer une faible pression d'admission telle que 5 ou 6 atmosphères, il s'ensuivra qu'à cause de la grande détente, la pression, du côté de l'admission, sera inférieure à la pression atmosphérique à la fin de la détente : autrement dit, le travail deviendra négatif. Pour obvier à cet inconvénient, M. Mékarski place à la partie inférieure du petit cylindre deux soupapes de rentrée d'air montées sur le canal d'échappement. Dès que la pression baisse au-dessous de la pression extérieure, l'air rentre dans les cylindres et le travail négatif est annulé.

Ainsi, l'air comprimé permet d'employer des détentes très étendues qui seraient inadmissibles avec la vapeur, parce qu'elles amèneraient des condensations qui en feraient perdre le bénéfice.

La bouillotte pour le réchauffage de l'air, le régulateur, les freins sont les mêmes, agrandis, que les pièces analogues des automobiles L'air est emmagasiné à la pression de 50 atmosphères dans 4 réservoirs de 5m20 de longueur et de 1 mètre de diamètre, lesquels occupent sur la locomotive l'emplacement généralement réservé à la chaudière. En outre, par excès de précaution, pour être à l'abri du reproche d'envoyer un peu de vapeur dans l'atmosphère, M. Mékarski a placé entre les cylindres moteurs un petit condenseur à air fonctionnant par le courant d'air que produit la marche. Ce condenseur est formé de 200 tubes de 50 millimètres de diamètre et de 1m25 de longueur compris entre deux plaques tubulaires formant les fonds d'un caisson rectangulaire à l'intérieur duquel se rend l'air détendu dans les cylindres.

La locomotive est à trois essieux couplés et pèse 40 tonnes. En sup-

posant l'adhérence égale au dixième du poids et l'effort à développer pour le démarrage de 50 kilogr. par tonne, ainsi que nous l'avons dit plus haut, on voit que la locomotive ne pourra pas entraîner un train pesant plus de 80 tonnes.

Ce type de locomotive paraît remplir tous les *desiderata* que l'on peut imposer à une machine devant desservir un métropolitain ; nous pensons que, réduit, il pourrait être très avantageusement appliqué à un tramway ayant une piste séparée et ne s'arrêtant pas au gré des voyageurs, comme cela paraît devoir s'établir dans la banlieue de Paris. Les cylindres en tandem permettent d'employer une pression d'admission double de celle que nous avons prise dans nos calculs lorsque nous avons recherché le rendement des moteurs à air comprimé. Dans cette hypothèse, et avec un réchauffage à 120°, le rendement pratique serait de 49 °/₀ soit : de 18 °/₀ supérieur à celui que nous avons trouvé pour les automobiles.

Locomotive système Popp. — M. Popp vient d'étudier avec M. Conti, pour le service de la ville de Saint-Quentin, une voiture automobile marchant à l'air comprimé, dont la forme diffère notablement de celle de M. Mékarski.

La figure 12 donne la vue d'ensemble de cette voiture et la figure 13 en détaille la partie mécanique. Au lieu d'être extérieurs comme dans

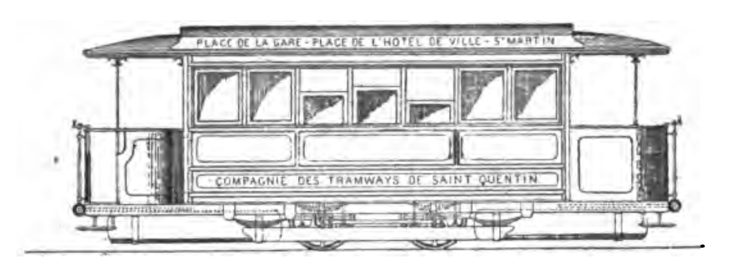


FIG. 12. — Vue d'ensemble d'une voiture système Popp et Conti construite par la Société Lyonnaise.

les locomotives que nous venons de décrire, les mécanismes et le réchauffage sont placés sous le plancher de la caisse de la voiture, entre les longerons. Les plates-formes sont entièrement dégagées ; elles ne portent que les leviers et robinets de manœuvre, lesquels sont doubles : une série pour chaque plate-forme, de manière que la conduite de la voiture puisse se faire de n'importe quel côté et que celle-ci

n'ait jamais besoin d'être retournée. La voiture a le même aspect extérieur de simplicité que les voitures électriques : rien n'est apparent.

L'air est emmagasiné à une pression de 20 à 25 atmosphères (voir fig. 13) dans 8 réservoirs R, de 250 litres chacun, placés longitudinalement entre les longerons, quatre à l'avant, quatre à l'arrière. A sa sortie des réservoirs, l'air traverse des serpentins coudés dans un même plan et placés dans un poêle à trémie G, logé sous une banquette, où il se réchauffe aux environs de 120° ; de là, l'air se rend dans un régulateur analogue à celui de M. Mékarski, traverse les robinets distributeurs D et, enfin, arrive au petit cylindre de la machine motrice.

La machine motrice est formée d'un bâti A en acier coulé, s'appuyant à l'arrière, soit sur un ressort à lames, soit sur une simple cale en bois portée par les entretoises du châssis et, à l'avant, par l'intermédiaire de deux fourches sur l'essieu qui doit être commandé. Les deux cylindres moteurs sont venus de fonte avec le bâti.

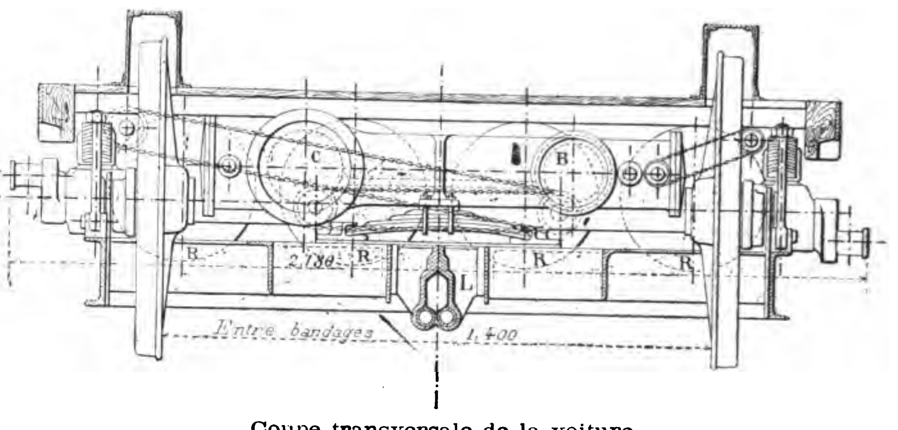
L'admission se fait dans le petit cylindre, ainsi que nous l'avons déjà dit, et l'air, après y avoir travaillé, se rend dans un second serpentin placé dans le poêle G, où sa température est ramenée à 120° centigrades, après quoi il est introduit dans le grand cylindre, où il achève de se détendre. La pression de l'air à l'entrée du petit cylindre doit être de 8 à 9 atmosphères.

La distribution se fait à l'aide d'un tiroir Meyer et d'une coulisse Stephenson. La détente est réglée à l'aide d'un volant V placé sur la plate-forme et d'une transmission *v*, *v* à engrenages et chaînes Gall agissant sur le tiroir Meyer. La coulisse ne sert qu'à renverser la marche et son levier est commandé par un piston à air dans lequel on règle l'introduction à l'aide d'un robinet placé sur la plate-forme.

Le moteur actionne directement un arbre intermédiaire à deux vilebrequins calés à 90° porté par son bâti. Au centre de cet arbre, est monté un pignon d'acier de 0^m16 de diamètre commandant un engrenage de 0^m38 de diamètre, calé sur l'un des essieux de la voiture. Les roues de la voiture ont 0^m80 de diamètre : pour une vitesse moyenne de 10 kilomètres à l'heure, elles font 70 tours par minute et la machine motrice 165 tours.

Les deux essieux de la voiture sont réunis extérieurement par des bielles d'accouplement.

La manœuvre de la voiture se fait normalement à l'aide du volant W agissant par l'intermédiaire d'une série d'arbres, d'engrenages et de chaînes Gall E, sur des pignons montés sur les distributeurs D, D.



Coupe transversale de la voiture.

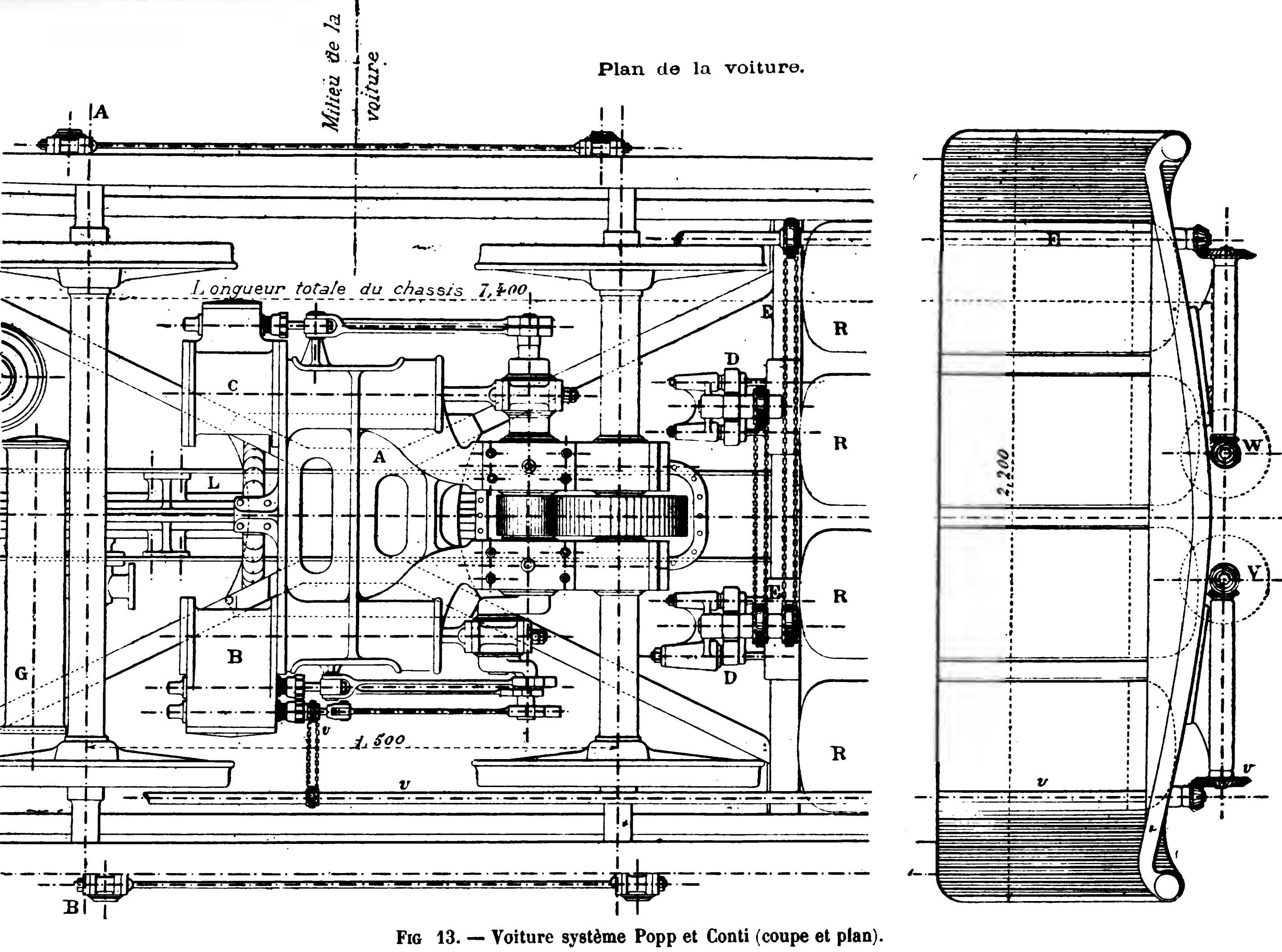


Fig 13. — Voiture système Popp et Conti (coupe et plan).

Ces distributeurs sont formés chacun de deux robinets à boisseaux, servant à admettre l'air comprimé, soit dans les cylindres des freins à air, soit dans le petit cylindre du moteur pour la marche compound, soit dans les deux cylindres à la fois pour la marche à pleine pression quand on a une forte rampe à gravir.

A cet effet, chacun des boisseaux des robinets des distributeurs est prolongé par un secteur denté sur une portion de sa circonférence, et engrenant sur cette portion avec le pignon commandé par le volant W. Les longueurs des parties dentées des pignons et les diamètres des engrenages de commande sont réglés de telle sorte que, pour trois tours du volant W, on ouvre et ferme successivement d'abord le robinet envoyant au frein l'air comprimé, puis le robinet envoyant l'air au petit cylindre, puis enfin les robinets envoyant l'air au grand cylindre et évacuant l'air du petit dans l'atmosphère. Supposons donc que le volant W ait été tourné de droite à gauche à fond de course, et que nous partions de cette situation initiale en tournant le volant W de gauche à droite, nous aurons les effets successifs suivants :

Le robinet donnant accès aux cylindres de freins est ouvert en grand; en tournant de droite à gauche, nous le fermons peu à peu, et il est totalement fermé quand nous avons fait effectuer au volant W un tour complet.

Si nous continuons à tourner le volant W de droite à gauche, les engrenages abandonnent le boisseau du robinet du frein et s'embrayent avec le pignon du robinet envoyant l'air au petit cylindre; en continuant à tourner, on admet de plus en plus l'air dans le petit cylindre seul du moteur et, quand on aura fait faire le second tour au volant W, la marche compound sera établie et, pour la régler, le mécanicien n'aura qu'à agir sur le tiroir de la détente par le volant V dont nous avons déjà parlé.

En dépassant le second tour, le volant W met le petit cylindre à l'échappement à l'air libre et introduit en même temps l'air dans le grand cylindre; les deux cylindres du moteur marchent à la fois avec l'air de l'approvisionnement. Au bout du troisième tour du volant, on est ainsi arrivé à la puissance maxima que peut donner le moteur.

En tournant en sens inverse le volant W, on repasse par les mêmes phases : fermeture de l'admission directe au grand cylindre et de l'échappement à l'air libre du petit, puis, fermeture de l'admission au petit cylindre, puis, enfin, ouverture de l'admission aux cylindres de frein.

Le Génie Civil

Ruckert sc.

FIG. 14. — Locomotive système Mékarski.

Indépendamment des volants de manœuvre W et V que nous venons de décrire, le mécanicien a encore à sa disposition trois petits robinets permettant : 1° de commander la coulisse pour renverser la marche ; 2° d'introduire directement l'air dans les cylindres de frein ; 3° d'introduire l'air dans les joints de la prise d'air lors des chargements de la voiture.

4. Manœuvre, Chassis, Appareils accessoires.

Manœuvre. — Nous expliquerons la manœuvre d'après la locomotive à air comprimé construite par M. Mékarski, pour la ligne de Versailles appartenant à la Compagnie générale des Omnibus de Paris et pour le chemin de fer de Paris à Arpajon. La figure 14 donne la vue de cette locomotive, traînant un train formé de deux voitures et d'un fourgon. L'élévation et le plan du châssis de la machine sont donnés par les figures 15 et 16. Le détail de la manœuvre se trouve sur la figure 17.

Nous retrouvons sur le plan toutes les pièces déjà décrites, mais disposées un peu différemment. Les mouvements de commande sont doubles ; un système complet se trouve à chacune des extrémités de la locomotive, de façon que la conduite puisse se faire indifféremment de l'avant ou de l'arrière, et qu'il ne soit pas nécessaire de retourner la machine aux points terminus.

Pour éviter les rechargements de vapeur en cours de route, il y a deux réservoirs d'eau chaude pour le réchauffage, lesquels sont destinés à être employés successivement, le second servant quand la température du premier a baissé.

Ces réservoirs d'eau chaude sont de dimensions inégales, le plus grand devant être spécialement employé pour réchauffer l'air de la batterie, le second pour réchauffer l'air de la réserve.

Le premier contient environ 300 litres d'eau, le second 175 litres. De petites chaudières spéciales pour le chargement de ces réservoirs, sont installées dans les usines ; elles fournissent de l'eau à la température de 190°, répondant à une pression de 12 atmosphères.

Les réservoirs d'eau chaude, au lieu d'être placés sur la plate-forme et verticalement comme dans les automobiles, sont placés sous le plancher et horizontalement ; ils sont indiqués en pointillé sur le plan, figure 16. Chacun d'eux est muni d'un tuyau montant verticalement au milieu et en avant de chacune des plates-formes, et formant dôme de vapeur ; à la partie supérieure de chacun des tuyaux est monté le régulateur.

Les réservoirs d'air, au nombre de 8, sont placés horizontalement et dans le sens de la longueur de la machine, entre les deux plates-formes ; ils sont timbrés à 80 atmosphères et contiennent un approvisionnement de 530 kilogr. d'air.

La manœuvre de la machine se fait : voir figure 17.

1° Par les deux volants (1) et (2) que l'on voit en avant du régulateur. A l'aide de ces volants, le mécanicien ouvre ou ferme les vannes qui mettent le régulateur en communication, soit avec la batterie, soit avec la réserve ;

2° En se servant du volant (3) du régulateur, qui permet de donner à l'air venant des réservoirs telle pression que le mécanicien désire ;

3° Avec le robinet à boisseau (4), qui se trouve à gauche du régulateur, et par lequel l'air peut être introduit dans les cylindres ;

4° Avec le levier (5), qui s'élève au-dessus du plancher, à droite de la bouillotte, et qui sert à manœuvrer la coulisse, soit pour renverser la marche, soit pour faire varier la détente ;

5° A côté de ce levier, s'en trouve un autre (6), qui sert à manœuvrer les robinets de purge des cylindres ;

6° Pour l'arrêt brusque du train, le mécanicien se sert du robinet (7), placé en avant de la plate-forme, et à gauche du régulateur, lequel sert à introduire l'air dans le cylindre du frein ;

7° Une pédale, placée à gauche du mécanicien, lui sert à ouvrir ou fermer la sablière :

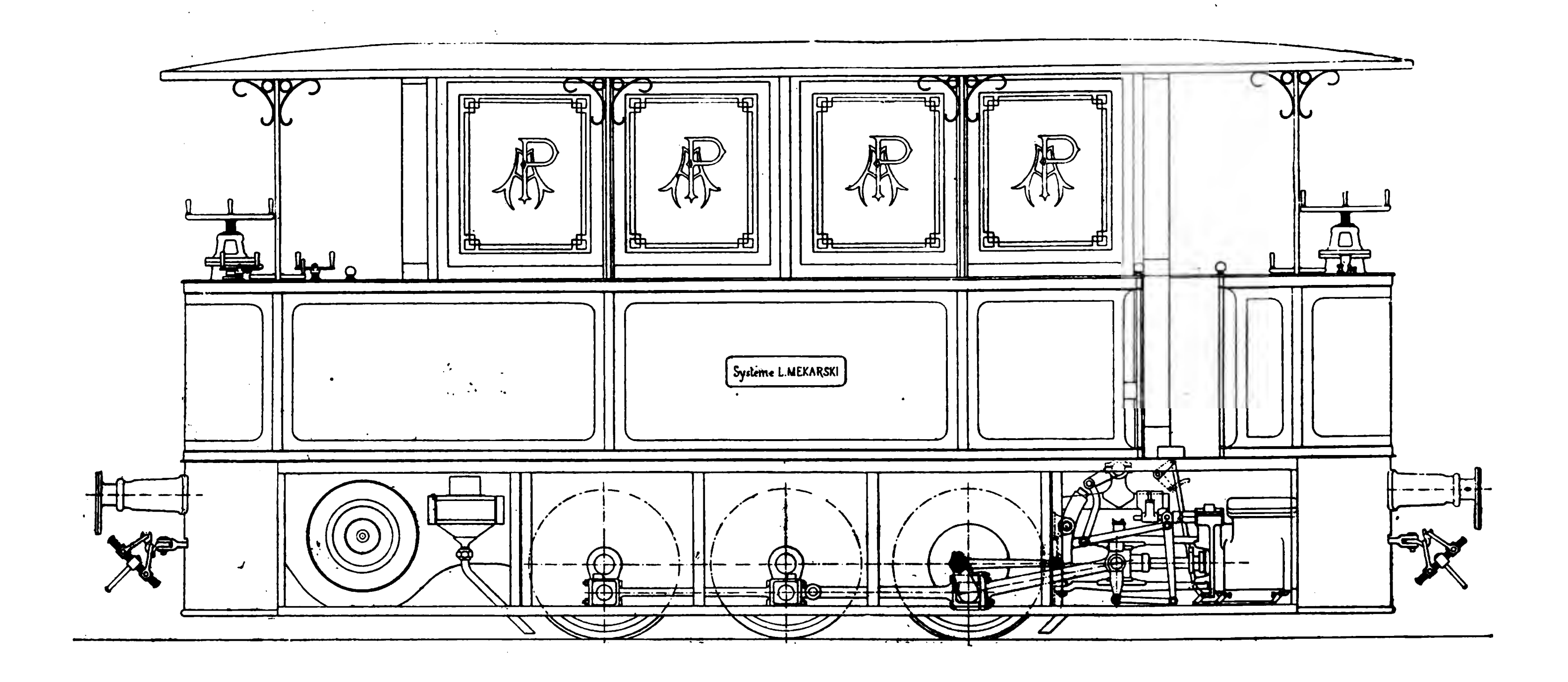
8° Les vannes (9) et (10) servent à charger les réservoirs d'air ;

9° Les vannes (11) et (12) servent à introduire l'eau chaude dans les réchauffeurs ;

10° Les vannes (13) et (14) mettent en communication la réserve ou la batterie avec les réchauffeurs correspondants. En combinant le jeu de ces vannes avec celui des vannes (9) et (10), on peut, en outre, faire passer, à volonté, tout ou partie de l'air des deux fractions des réservoirs dans un seul des réchauffeurs, tout en conservant dans l'autre un approvisionnement de calories.

En définitive, pendant la marche, le mécanicien, après avoir ouvert les robinets de la batterie ou de la réserve et de l'un des réchauffeurs, et avoir réglé sa détente, n'a à agir que sur le volant du régulateur, et plus ou moins sur le robinet de frein. Les autres leviers ou robinets ne servent qu'accidentellement, ou pendant les arrêts, pour les chargements.

Nous avons décrit la manœuvre d'après le plan d'une locomotive ;


Système L. MEKARSKI

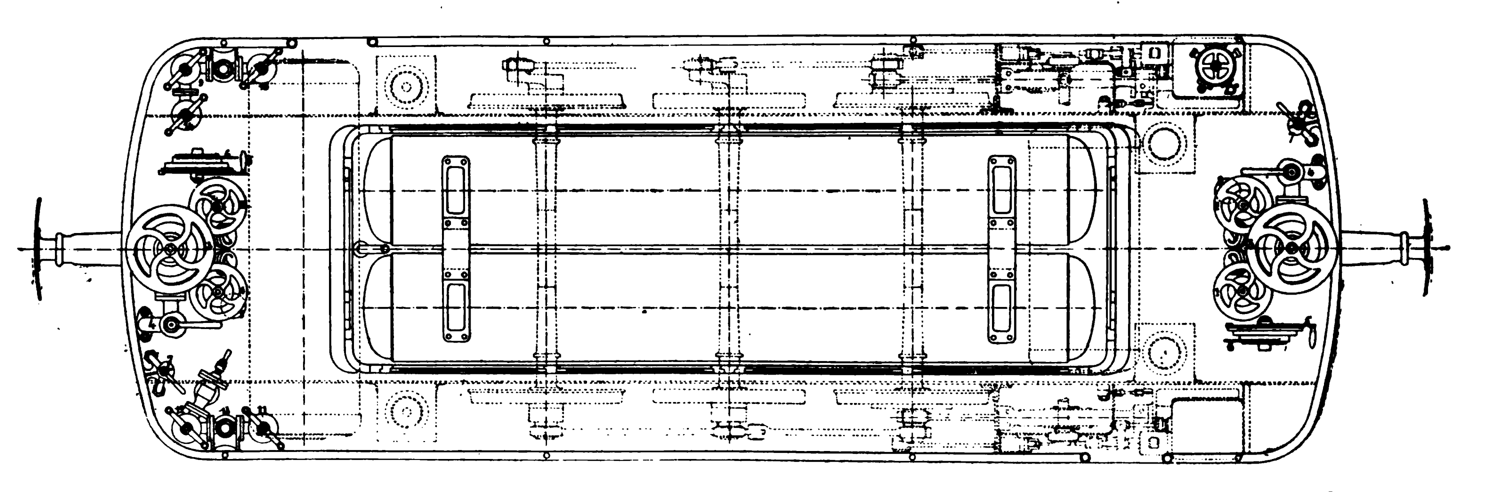


Fig. 15 et 16. — Locomotive système Mékarski, de la Compagnie générale des Omnibus et du Chemin de fer d'Arpajon. Elévation et plan.

la même marche s'applique aux automobiles. Seulement, dans ce cas, les robinets relatifs aux deux bouillottes disparaissent.

Châssis. — La figure 18 donne le plan du châssis des dernières automobiles que M. Mékarski construit pour les Chemins de fer Nogentais. Il repose sur deux essieux de $0^{m}12$ de diamètre et écartés de $1^{m}90$, par l'intermédiaire de ressorts de 1 mètre de longueur, formés de 15 feuilles de 10 millimètres d'épaisseur.

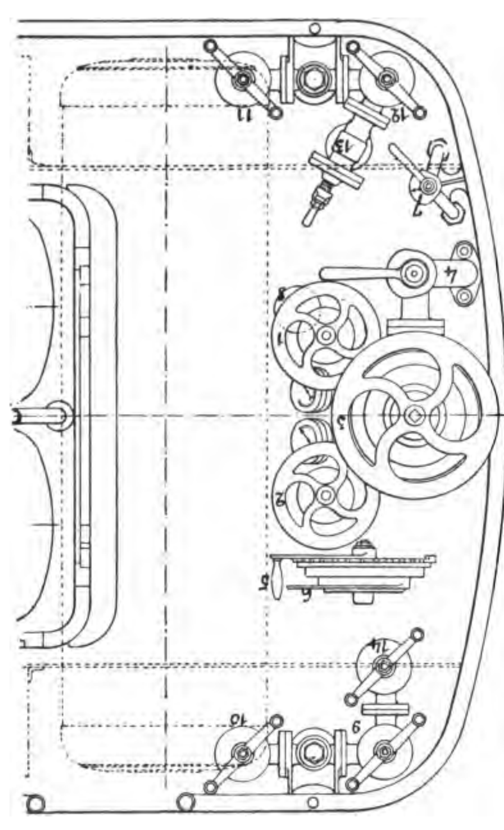


Fig. 17. — Volants servant à la manœuvre de la locomotive Mékarski.

Le châssis est formé de deux brancards en forme d'**⊔**, en acier, de $0^{m}150$ de hauteur, le contournant entièrement. Ces brancards sont entretoisés par six traverses également en acier et de même section.

A l'intérieur des roues et dans la partie médiane, le châssis est doublé par deux tôles d'acier de $0^{m}010$ d'épaisseur, bordées de cornières à leur partie supérieure et fortement contreventées à la partie inférieure par des fers en **⊔** transversaux. Ces tôles, formant longerons supplémentaires, servent à supporter les cylindres et reçoivent également les plaques de garde, pour les boîtes à graisse des essieux.

Deux grandes croix de Saint-André en fers plats reliés aux bran-

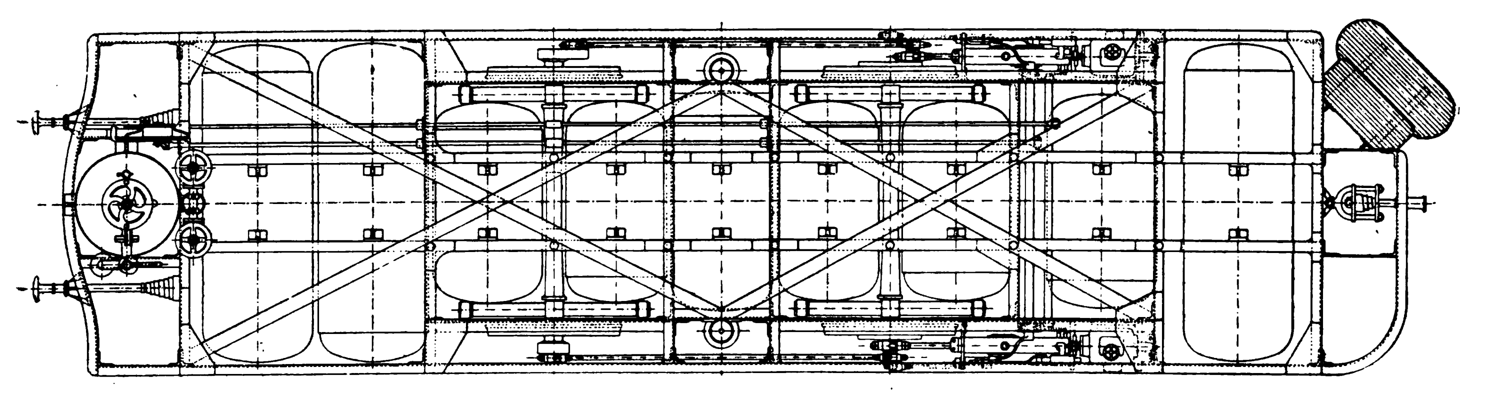


Fig. 18. — Automobile Mékarski des Chemins de fer Nogentais (type 1895).

cards en fer ⊔ par de forts goussets triangulaires, contreventent parfaitement l'ensemble du châssis et empêchent tout mouvement longitudinal des pièces les unes par rapport aux autres.

Les neuf réservoirs d'air sont compris entre quatre cours longitudinaux de fer à ⊔ ; deux au-dessus des réservoirs, deux au-dessous, tournés l'ouverture de l'⊔ du côté des réservoirs et garnis, aux points correspondant aux réservoirs, de fourrures en bois épousant la forme de ceux-ci. De forts boulons réunissent verticalement deux cours parallèles de fers en ⊔, de manière à serrer les réservoirs entre les supports longitudinaux. Des cales en fonte, rivées au préalable aux réservoirs et butant latéralement contre les fers à ⊔, empêchent les mouvements latéraux possibles. On voit, d'après cette description, qu'aucun rivet ou boulon n'est fixé aux réservoirs pour leur montage sur la locomotive ; ainsi tout ébranlement de la rivure pouvant être amené par la trépidation de la voiture, se trouve évité ; le montage et le démontage sont également facilités.

Le châssis est muni à l'avant de deux tampons à ressort, et à l'arrière d'une tige d'attelage venant tirer, par l'intermédiaire d'un double ressort à lames, sur la dernière entretoise du châssis. Cette attache doit être assez forte pour remorquer deux voitures d'attelage qui, avec les voyageurs, peuvent peser 15 tonnes au total.

A l'arrière, on remarquera l'escalier formé de deux marches donnant accès à la voiture. Dans les automobiles qui ne doivent pas remorquer de voitures d'attelage, l'escalier sera complètement à l'arrière, de manière que les voyageurs descendent dans le sens de la marche de la voiture. Si, au contraire, l'automobile doit remorquer une autre voiture, l'escalier sera généralement placé latéralement à la plate-forme, de manière à ne pas déposer le voyageur entre les deux voitures. Ce dernier dispositif a l'inconvénient de diminuer l'emplacement disponible sous le plancher de la voiture et de forcer à réduire la longueur du dernier réservoir ; en outre, les voyageurs ont plus de difficulté à descendre avant l'arrêt complet de la voiture. Ces critiques ont amené à recourir à la disposition mixte représentée figure 18, où l'on voit que l'escalier est incliné et placé à l'angle du châssis.

Tout le châssis est enveloppé d'une tôle de un millimètre et demi d'épaisseur rivée sur les brancards en fer à U qui entourent le châssis et s'arrêtant à $0^{m}13$ du sol. Cette tôle, tout en préservant les mécanismes, forme en même temps chasse-corps. On peut lui reprocher

son aspect peu élégant et aussi l'inconvénient, qu'elle partage du reste avec les autres chasse-corps existants, de suivre toutes les oscillations verticales du châssis causées par la flexibilité des ressorts. Ces oscillations, dans le cas où une personne se trouverait engagée sous la voiture, sont une nouvelle cause de danger, et il y aurait peut-être lieu, pour les éviter, de suspendre les chasse-corps aux moyeux des roues.

Freins. — Les freins de la voiture sont naturellement actionnés par l'air comprimé. La figure 19 en donne un ensemble.

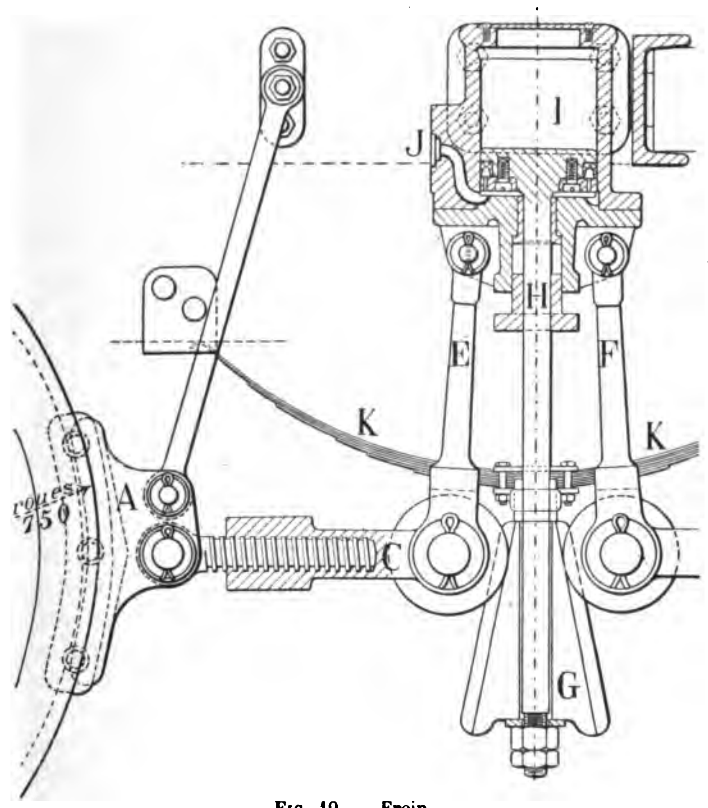


FIG. 19. — Frein.

Les freins sont placés entre les roues; ils sont formés de deux sabots en fonte A suspendus aux brancards par des bielles. Ces sabots

sont articulés à l'une des extrémités de tiges horizontales C formées de deux parties vissées l'une dans l'autre, de manière à pouvoir régler leur longueur à volonté. Les autres extrémités de ces tiges sont munies de galets et sont suspendues par des bielles E et F à des points fixes pris sur le cylindre de frein.

Entre les deux galets des tiges horizontales peut osciller verticalement un coin en fonte rainé G ; à cet effet, ce coin est suspendu à l'extrémité de la tige H du piston d'une presse à air I à simple effet. En admettant l'air par l'orifice J sur la face inférieure du piston, on soulève le coin qui repousse les galets, les bielles et les sabots de frein avec une force déterminée par la pression de l'air admis dans le cylindre. Quand l'air comprimé a cessé d'agir, le ressort antagoniste à lames K repousse le coin vers le bas et décale les roues.

Le cylindre de frein est en fonte ; le piston, de 0^m11 de diamètre, et sa tige sont en acier; la garniture du piston est formée d'un caoutchouc durci embouti en forme d'**U**. L'air comprimé entre à l'intérieur de l'**U**, par de petits trous ménagés à cet effet, et produit ainsi un joint automatique.

Dans les premières voitures construites par M. Mékarski, la manœuvre du frein se faisait, avec le robinet à boisseau, qui admet l'air aux cylindres. A cet effet, ce robinet était à trois voies, plus un petit canal ménagé sur le côté non percé.

Ainsi, en faisant tourner le robinet d'un quart de circonférence, on pouvait faire communiquer le régulateur soit avec les cylindres moteurs, soit avec le frein, puis le cylindre de frein lui-même avec l'atmosphère. Cette disposition avait l'inconvénient de laisser la possibilité au mécanicien d'admettre, dans les cylindres de frein, l'air à une pression trop forte, amenant la destruction rapide des sabots, la dislocation des bielles de suspension et des galets, et quelquefois un calage tellement exagéré des roues que le ressort de rappel était impuissant à opérer l'abaissement du coin de serrage. Pour obvier à cet inconvénient, M. Mékarski a établi deux robinets de manœuvre et a mis sur le parcours de l'air se rendant au frein un régulateur spécial, où la pression sur le diaphragme est réglée au préalable au moyen d'un ressort. Ainsi la pression choisie pour l'air devant agir dans les cylindres de freins une fois déterminée, on est à l'abri des accidents qu'occasionnait souvent l'emploi de pressions exagérées.

Sablière. — Pour compléter l'action du frein au cas où la voie est glissante, ou encore pour obtenir un arrêt plus instantané, le mécanicien peut faire usage de sablières que portent aujourd'hui toutes les voitures.

La disposition que nous avons tracée pour les Chemins de fer Nogentais et qui est aujourd'hui généralement adoptée, est reproduite sur la figure 20. La trémie à sable est placée à l'intérieur de la caisse de

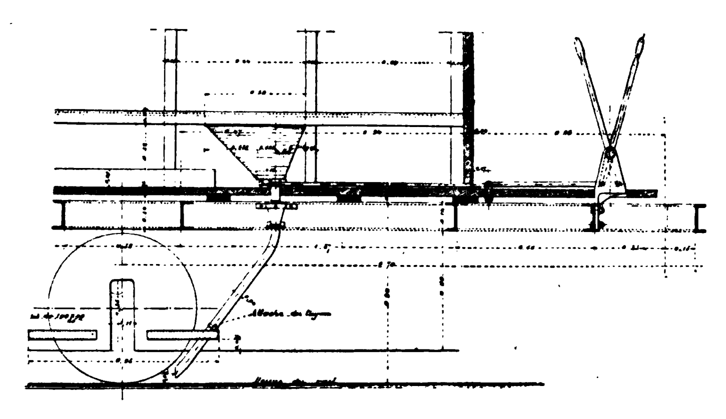


Fig. 20. — Sablière.

la voiture, sous les banquettes, de manière que le tuyau qui amène le sable entre la roue et le rail soit presque vertical, ce qui évite l'emploi d'injecteurs d'un fonctionnement douteux. Au fond de la trémie est un papillon mobile dans un plan horizontal, que le mécanicien manœuvre à l'aide de tiges articulées et d'un levier.

Caisses. — Les caisses d'automobiles n'offrent aucune particularité; elles sont absolument indépendantes du châssis et s'enlèvent facilement à l'aide d'un treuil spécial quand on veut visiter les mouvements.

Les caisses à impériale des automobiles que nous avons décrites offrent 50 places, à savoir 20 places d'intérieur, 6 places de plate-forme et enfin 24 places d'impériale. On avait songé à placer un siège d'intérieur dans le fond de la caisse, contre la plate-forme du mécanicien, mais la Préfecture de police s'y est opposée, afin de ne pas gêner le passage du conducteur, qui doit pouvoir accéder sur la plate-forme et y manœuvrer le frein en cas d'accident arrivé au mécanicien.

Poids et prix des machines. — Pour terminer cette description des automobiles, nous allons donner les poids et les prix de quelques types.

La locomotive construite par M. Mékarski pour la Compagnie Générale des Omnibus et le Chemin de fer de Paris à Arpajon (type de la figure 15) pèse à vide 16500 kilogr. La caisse vitrée qui recouvre les réservoirs d'air pèse 500 kilogr. Elle emporte, à la pression de 80 atmosphères, 530 kilogr. d'air et 475 kilogr. d'eau dans les deux réservoirs d'eau chaude, soit un poids total en ordre de marche de 18000 kilogr. Ce poids est presque exactement réparti entre les trois essieux qui portent la machine.

La puissance de traction de la machine n'est limitée que par l'adhérence.

Le prix d'une locomotive en ordre de marche est de 35000 francs tout compris.

Le dernier type d'automobile de 50 places en construction pour les Chemins de fer Nogentais pèse à vide 10500 kilogr. se décomposant ainsi qu'il suit :

Châssis.	Kilogr.	4.000
Mouvement		1.200
Réservoir d'eau.		300
Réservoirs d'air.		2.500
Caisse		2.500
Total a vide.	Kilogr.	10.500

auxquels il faut ajouter :

Air à 50 atmosphères	Kilogr.	180
Eau.		200
Poids de 50 voyageurs, environ		3.500

ce qui porte le poids total en ordre de marche à 14380 kilogr.

Cette charge est également répartie, à 250 kilogr. près, sur les deux essieux.

L'automobile peut remorquer très facilement une voiture d'attelage de 50 places sur des rampes de 70 millimètres par mètre en courbe, et cela sans réduire sa vitesse. On peut compter que la remorque d'une voiture augmente de 4 kilogr. la consommation d'air par kilomètre-voiture.

Le prix d'une automobile en ordre de marche, comprenant le châssis, les mécanismes, la caisse, le capitonnage et la peinture, varie de 22 à 25000 francs, suivant les conditions d'établissement des réservoirs d'air.

Les automobiles de Nantes n'ont pas d'impériale : l'air y est emmagasiné à la pression de 30 atmosphères. Elles peuvent contenir 45 voyageurs. Le châssis, les moteurs et les réservoirs pèsent 5 500 kilogr. et la caisse 1 200, soit 6 700 kilogr. à vide.

Enfin, l'automobile étudiée par M. Popp doit peser, d'après les indications de cet Ingénieur, 7 000 kilogr. à vide. Elle est sans impériale et est destinée à recevoir 50 voyageurs.

QUATRIÈME PARTIE

Compresseurs.

Nous ne parlerons que des compresseurs à très grand débit et haute pression qui sont aujourd'hui employés pour les installations de tramways. Nous renvoyons pour la description des types appliqués aux autres industries, et notamment à l'exploitation des mines et à la métallurgie, à l'ouvrage très complet que M. Pernolet a publié en 1876 sur ce sujet.

Avant de décrire les magnifiques machines créées récemment par divers constructeurs pour l'industrie qui nous occupe, nous allons d'abord rappeler les quelques principes généraux qui servent de base à l'étude des projets.

§ 1. Compressions isothermique et adiabatique.

Dans les calculs de rendements présentés ci-dessus, nous avons supposé que l'air avait été comprimé dans les réservoirs sans aucune production de chaleur, et la température de l'air restant constante, nous avons appliqué la loi de Mariotte :

$$P_0 V_0 = PV = \text{constante}, \qquad [1]$$

P_0, V_0 et P, V étant les pressions et volumes correspondants d'une même masse d'air prise dans deux états successifs.

Cette formule donne pour expression du travail à fournir pour comprimer de P_0 à P, le volume V_0 d'air considéré :

$$\mathfrak{T} = p_0 V_0 \times \log \frac{P}{P_0} \times 2{,}3026. \qquad [2]$$

Le coefficient 2,3026 est le nombre par lequel il faut multiplier les logarithmes décimaux pour retrouver les logarithmes népériens.

Cette hypothèse d'une compression sans variation de la température ou isothermique, est admissible pour le résultat final que donnent les compresseurs, à cause de l'artifice employé qui consiste à sectionner la compression et à ramener entre chaque opération l'air comprimé à sa température initiale, et aussi un peu à cause de l'injection d'eau dans les cylindres compresseurs.

Au contraire, pour chacune des périodes de la compression, on ne peut pas admettre que les choses se passent sans variation de la température. Nous devons employer les formules qui tiennent compte de ce que la chaleur créée par la compression est conservée, c'est-à-dire que cette compression est adiabatique, et calculer en conséquence les températures absolues initiale ou finale T_0 et T de l'air au commencement et à la fin de chacune des compressions.

La première de ces formules résume les lois de Mariotte et de Gay-Lussac, sous la forme :

$$\frac{P_0\,V_0}{T_0} = \frac{P\,V}{T} = \text{constante} = 425\,(c - c')\,\pi, \qquad [3]$$

425 est l'équivalent mécanique de la chaleur; π le poids d'air considéré; $c = 0{,}2377$ et $c' = 0{,}1697$ sont les capacités calorifiques de l'air sous pression et sous volume constants.

Les formules donnant le rapport des pressions en fonction de celui des volumes ou des températures sont :

$$\frac{P_0}{P} = \left(\frac{V}{V_0}\right)^{1,4} \quad \frac{T}{T_0} = \left(\frac{V_0}{V}\right)^{0,40} \quad \frac{T}{T_0} = \left(\frac{P}{P_0}\right)^{0,231}. \qquad [4]$$

La valeur du travail absolu de compression est :

$$\mathfrak{T}_a = \pi \times 425 \times c'\,(T - T_0). \qquad [5]$$

Enfin la valeur du travail total de compression est, en y comprenant le travail moteur dû à la contrepression P_0 et le travail d'introduction dans le réservoir ou la pression en P,

$$\mathfrak{T} = \pi \times 425 \times c\,(T - T_0). \qquad [6]$$

Ces dernières expressions se déduisent de la formule [3].

A l'aide, de ces valeurs nous avons calculé le petit tableau suivant, où se trouvent les données principales des compresseurs que nous décrivons plus loin.

La première colonne indique les pressions en atmosphères auxquelles un mètre cube d'air pris à 1 atmosphère et à 12° centigrades a été amené.

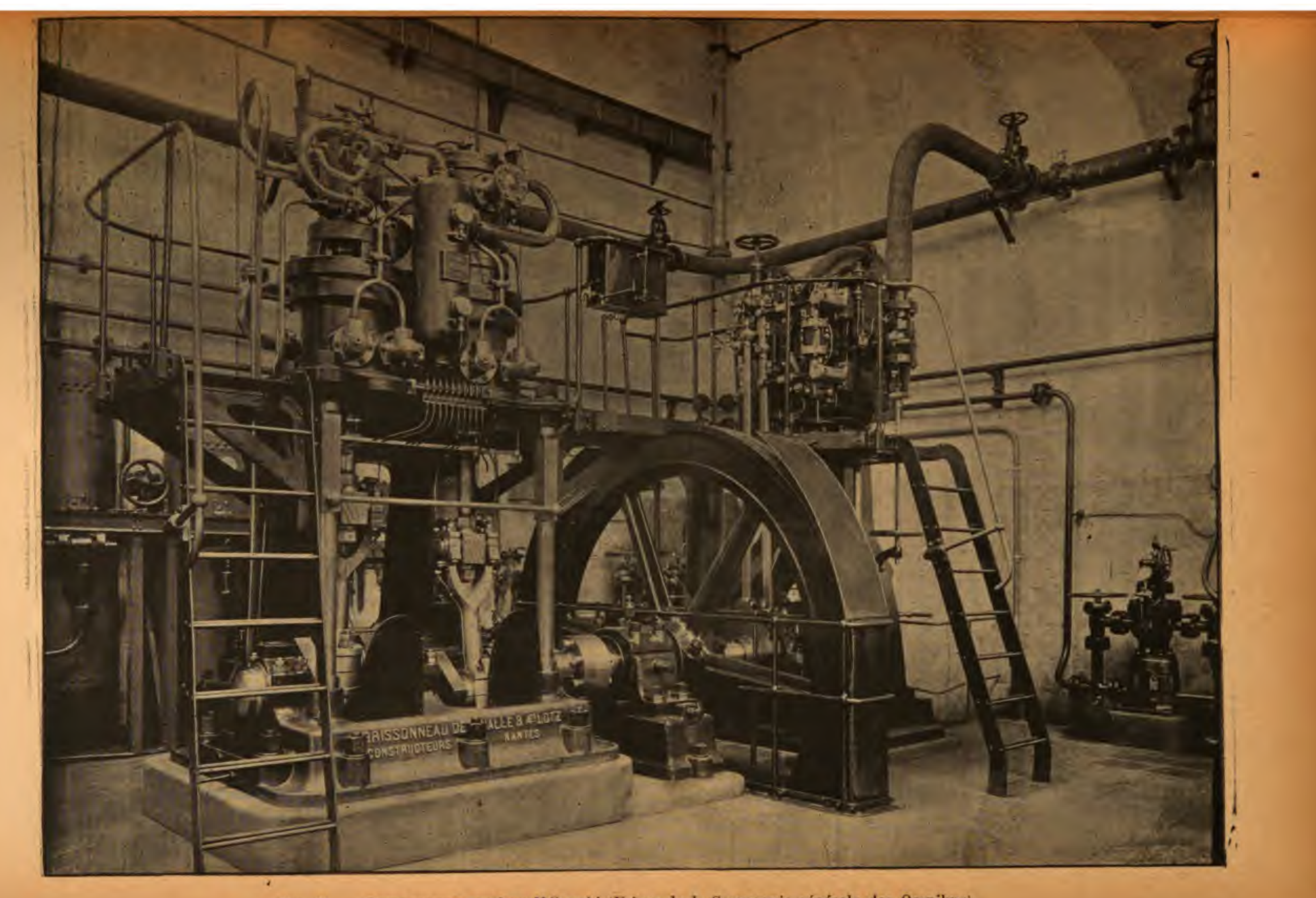


Fig. 21. — Compresseur système Mékarski (Usines de la Compagnie générale des Omnibus).

Les deuxième et troisième colonnes donnent le volume occupé par ce mètre cube d'air à la fin de chaque compression, et le travail total dépensé pour obtenir cette compression dans l'hypothèse où, par un refroidissement approprié, la température a été maintenue constante.

Les trois dernières colonnes supposent au contraire que l'air a conservé intégralement la chaleur créée par la compression : la quatrième colonne donne, dans cette hypothèse, le travail total nécessaire pour comprimer l'air; la cinquième donne le volume occupé par l'air à la fin de chaque compression, et enfin la sixième colonne indique la température finale de l'air.

	Compression isothermique.		Compression adiabatique.		
Pression. — atmosphères	Volume. — mètre cube	Travail total. — kilogrammètres	Travail total. — kilogrammètres	Volume. — mètre cube	Température. — degrés centigr.
1	1,000	0	0	1 »	12
2	0,500	7.254	7.901	0,611	75
3	0,333	11.361	13.389	0,458	119
4	0,250	14.300	17.717	0,375	153
5	0,200	16.629	21.287	0,319	182
6	0,167	18.507	24.384	0,280	207
7	0,143	20.108	27.137	0,251	229
8	0,125	21.480	29.609	0,228	249
9	0,111	22.701	31.983	0,210	268
10	0,100	23.795	33.936	0,195	283
25	0,040	33.260	55.391	0,102	455
30	0,033	35.145	60.284	0,090	494
45	0,022	39.335	72.294	0,067	590
50	0,020	40.424	75.656	0,062	617
60	0,017	42.308	81.715	0,055	665
80	0,013	45.247	91.963	0,045	747

Sur la figure 22 nous avons tracé la courbe ABC, dont les ordonnées sont les pressions en atmosphères et les abscisses les volumes répondant aux compressions isothermiques, et la courbe ADE, dont les ordonnées sont les pressions et les abscisses les volumes répondant aux compressions adiabatiques. Ces courbes sont tracées jusqu'à 100 atmosphères.

L'inspection des quelques chiffres indiqués au tableau précédent montre les températures élevées, et inadmissibles pour la bonne marche d'une machine, que prend l'air quand on le comprime à des pressions un peu élevées. Si, d'autre part, on fait abstraction de ces tempéra-

tures, pour ne s'occuper que du travail dépensé pour a ner l'air à une pression déterminée, on voit qu'il faut plus de force pour comprimer à température variable que pour comprimer à température constante, et que cette différence en faveur de la compression isothermique croît avec la pression. Cette différence ne paraît pas, d'après le tableau, constituer une perte, parce que le volume d'air amené à la

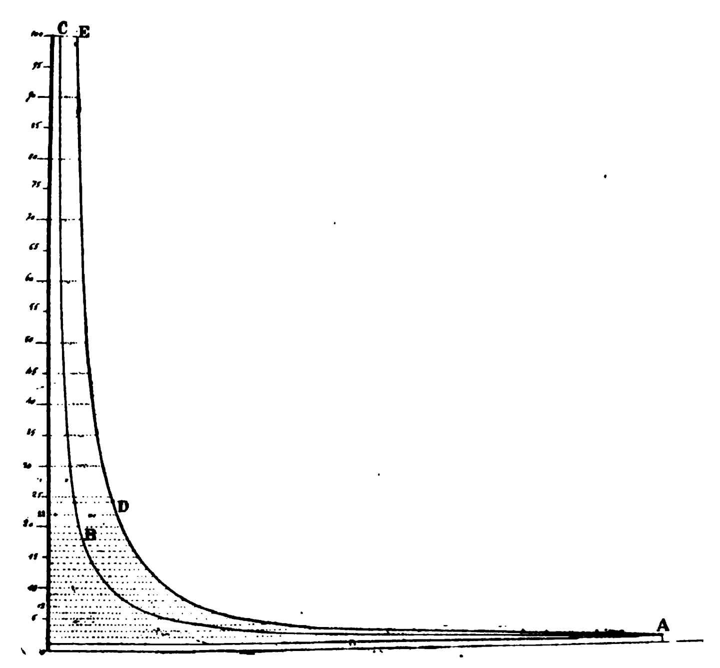


FIG. 22. — Courbes comparatives à température constante et à température variable.

pression finale est plus grand dans la compression adiabatique : ainsi, nous voyons que, pour 10 atmosphères, on obtient, à température variable, $0^{m^3}195$ d'air, tandis que la quantité produite à température constante n'est que $0^{m^3}100$, c'est-à-dire presque moitié. Mais il faut remarquer qu'avant son emploi, l'air séjournera dans un réservoir, puis traversera des soupapes et des tuyauteries où sa température s'abaissera rapidement jusqu'à celle de l'atmosphère, en sorte que son volume, de $0^{m^3}195$ à la sortie du réservoir, deviendra presque immédiatement $0^{m^3}100$.

La différence qui existe entre les nombres correspondants des deux colonnes indiquant les travaux totaux est donc bien une perte dans la pratique, quand la compression se fait adiabatiquement.

§ II. Abaissement de la température initiale.

Reprenons la formule [4] :

$$\frac{T}{T_o} = \left(\frac{P}{P_o}\right)^{0,291} = K \text{ ou } T = KT_o.$$

Si nous maintenons le rapport de compression $\frac{P}{P_o}$ constant, le rapport $\frac{T}{T_o}$ entre les températures initiale et finale le sera également ; désignons ce dernier rapport par K et transportons la valeur de T exprimée en fonction de ce rapport dans l'expression [6] du travail total, nous avons :

$$\mathfrak{T} = \pi \times 425 \times C \times (K - 1) \times T_o.$$

Cette relation montre que le travail $\mathfrak{T}$ varie proportionnellement à la température absolue initiale. On diminue donc le travail total à fournir quand on abaisse la température initiale.

Les choses se passent exactement de la même façon pour la détente, seulement dans ce dernier cas, où on veut récupérer la plus grande quantité de travail possible, on cherche à relever la température initiale, ce qui est facile par le réchauffage dans un poêle. Pour la compression, au contraire, où il faudrait employer des moyens de refroidissement, on ne peut pas sensiblement améliorer le rendement, à cause du prix de revient élevé des mélanges réfrigérants.

Néanmoins, on ne devra pas perdre de vue cette nécessité d'avoir une température initiale aussi basse que possible, et on évitera de laisser les compresseurs aspirer l'air qui circule dans les chambres des machines ou des chaudières : l'aspiration devra se faire au dehors par une large canalisation. Cette simple précaution suffit pour abaisser la température initiale d'une douzaine de degrés.

En hiver, le rendement des compresseurs augmente notablement.

§ 3. Refroidissement des parois du cylindre compresseur.

Nous avons vu que si on ne soustrait pas de chaleur à l'air pendant la compression, on a une perte de travail et un échauffement qui croissent avec le rapport de compression.

Cet échauffement rend impossible le graissage régulier des parties en mouvement ; en outre, il s'exagère continuellement pendant la marche, puisque l'air entrant dans un cylindre préalablement chauffé, prend, déjà avant sa compression, une température initiale plus élevée, d'où résultera une température finale encore plus haute. Cette marche ascendante de la température ne s'arrête que quand il s'est établi un équilibre entre la quantité de chaleur restant dans le cylindre des compressions précédentes et celle qui se dissipe dans l'atmosphère par le rayonnement à travers les parois de ce cylindre.

Ces deux défauts, résultant de l'échauffement exagéré des organes en mouvement et de l'accumulation de la chaleur, sont entièrement corrigés par une circulation d'eau froide ménagée autour des parois du cylindre et à l'intérieur du piston. Ainsi la température du cylindre reste absolument constante et à peine de 2° ou 3° supérieure à celle de l'eau de circulation : si on arrête et démonte rapidement un cylindre en pleine marche, on constate que, grâce à cette circulation d'eau extérieure, sa paroi est absolument froide, tandis que le tuyau de refoulement de l'air est brûlant. Nous reviendrons un peu plus loin, § 8, sur ce résultat.

En même temps qu'il corrige les deux défauts dont nous venons de parler, ce moyen très simple de réfrigération diminue un peu la température de l'air pendant la compression, puisque cet air se trouve enveloppé d'une paroi constamment refroidie. Ce dernier résultat sera très accentué dans les cas suivants :

1° Si le compresseur marche lentement et laisse ainsi l'air en contact pendant un temps assez long avec les parois du cylindre ;

2° Quand le volume d'air comprimé est faible ; les parois refroidissantes sont en effet d'autant plus grandes par rapport à la capacité du cylindre que celle-ci est plus petite ;

3° Quand le rapport de compression est faible ;

4° Enfin, quand on part d'une faible pression initiale. La température finale n'est, il est vrai, fonction que du rapport $\frac{P}{P_0}$ de compression, en sorte que si on comprime de l'air depuis $^1/_{40}$ d'atmosphère jusqu'à 1 atmosphère, la température finale est la même que si on comprimait de 1 à 40 atmosphères. Mais, dans ce dernier cas, le poids d'air et, par suite, la quantité de chaleur produite et à soustraire sont quarante fois plus grands.

§ 4. REFROIDISSEMENT PAR MÉLANGE DE L'AIR AVEC L'EAU.

Quand le moyen de réfrigération que nous venons de décrire est jugé insuffisant, on mélange avec de l'eau l'air que l'on comprime. Supposons que l'eau introduite dans le cylindre soit en quantité juste suffisante pour saturer complètement l'air à tous les moments de la compression. Les calculs de l'abaissement de température produit par ce mélange, ainsi que les calculs du travail qu'il faut développer pour comprimer l'air, peuvent se faire d'après la méthode que nous avons reproduite à propos de la détente d'un mélange d'air et de vapeur.

Comme ces calculs ont été déjà faits par M. Mallard, Ingénieur des Mines, nous préférons les extraire de l'important mémoire que cet Ingénieur a publié sur cette question dans le *Bulletin de la Société de l'Industrie minière* de 1867.

Le tableau suivant est dressé en supposant l'air pris dans l'atmosphère à la température de 15° C. et à la pression normale de $0^{m}76$ de mercure.

La première colonne donne les rapports de compression; la seconde, les températures centigrades correspondant à ces compressions, en supposant l'air sec; la troisième colonne donne les températures centigrades en supposant l'air complètement saturé; enfin, la quatrième colonne donne le travail nécessaire pour comprimer l'air saturé en fonction du travail qu'il faut dépenser pour comprimer le même poids d'air sec.

Rapports de compression.	Températures en degrés centigrades		Travail à développer
	Air sec.	Air saturé.	Air saturé.
—	—	—	—
2	85	44	0,96
2,5	107	52	»
3	130	57	0,94
3,5	145	63	»
4	165	68	0,92
4,5	185	72	»
5	194	75	0,90
5,5	207	78	»
6	220	82	0,88
6,5	231	85	»
7	242	87	0,87
7,5	251	90	0,87

La lecture de ce tableau montre que la saturation de l'air abaisse, dans de grandes proportions, la température finale de compression et diminue un peu le travail nécessaire pour opérer la compression.

Le poids d'eau à introduire par kilogramme d'air, pour le saturer complètement, varie de 20 grammes, pour 1 atmosphère, à 66 grammes, pour $7^{atm}5$. Dans les pompes dites mouillées, on dépasse largement cette proportion d'eau, ce qui n'a que des avantages au point de vue thermique, et permet en outre d'annuler les espaces nuisibles. Il ne faut pas, du reste, dépasser cette dernière proportion d'une manière trop notable, car ainsi on réduit la course utile du piston de la tranche d'eau introduite en excès.

§ 5. Procédés employés pour mélanger l'eau a l'air.

Deux méthodes bien différentes sont en usage pour mélanger l'ea de refroidissement à l'air dans les compresseurs :

La première consiste à aspirer, en même temps que l'air, un poids d'eau déterminé. Cette eau reste en contact avec l'air pendant la compression et en abaisse la température. Les compresseurs du type Sommelier sont construits d'après ce système;

Le second moyen, inventé par le professeur Colladon, consiste à employer une pompe spéciale pour lancer dans la masse d'air, au moment de la compression, un jet d'eau finement pulvérisée.

Nous allons décrire ces deux types principaux de compresseurs.

Compresseur Sommelier et Dubois-François. — Dans ce système de compresseur, dont la figure 23 donne une coupe, l'eau est employée comme piston. Dans le corps de pompe P, en communication à ses extrémités avec les colonnes verticales C et C', oscille le piston P'. Au sommet des colonnes C et C' se trouvent les clapets d'aspiration A et A' et les soupapes de refoulement en bronze R et R'. Le piston étant à fond de course, à gauche, la colonne C est pleine d'eau et la soupape R également noyée, la colonne C' contient un volume d'air à peu près égal à celui qu'engendre le piston. Le piston, allant à droite, chasse l'air de C', par la soupape R', dans la conduite T se rendant aux réservoirs; en même temps, la colonne C se vide, le clapet A s'ouvre et l'air est aspiré. Tel est le jeu de cette pompe; on remarquera, en avant des clapets A et A', les deux bâches B et B' alimentées d'eau par des robinets réglables à la main. La figure 23 montre qu'à chaque aspiration,

il entre dans la pompe une quantité d'eau qui dépend du réglage du robinet d'alimentation de la bâche. Cette eau, entrée à l'aspiration, sera expulsée dans le réservoir à la fin de la compression. On introduit ainsi environ 3 litres d'eau par mètre cube d'air aspiré. L'eau qui s'accumule au fond du réservoir où l'air est refoulé, en est retirée par un petit tuyau de purge et un robinet.

Cette marche dans l'eau, avec piston noyé, a l'avantage de neutraliser les espaces nuisibles, de refroidir parfaitement les parois du cylindre

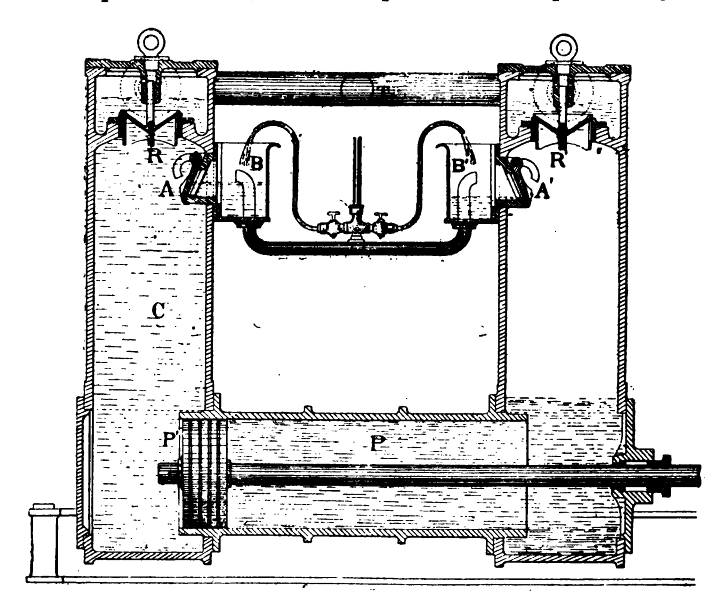


Fig. 23. — Compresseur Sommelier.

et du piston et d'annuler presque complètement les fuites entre le piston et le cylindre.

Cette machine a l'inconvénient de mettre en mouvement une grande masse d'eau, ce qui limite la vitesse du piston à 0m 55 par seconde au maximum et nécessite, par suite, des cylindres volumineux. De plus, la masse d'air, pendant sa compression, n'est en contact avec l'eau ou les surfaces mouillées du cylindre que sur sa périphérie, en sorte qu'elle n'est pas suffisamment refroidie : les parois du cylindre sont froides, ce qui est déjà un premier résultat, mais les parties centrales de la masse d'air ne sont pas refroidies

Pour corriger ces deux défauts, MM. Dubois et François ont étudié le compresseur représenté figure 24. La disposition générale est celle du compresseur de Sommelier dont M. François avait été l'ingénieur, mais avec des modifications importantes. L'eau froide n'arrive plus par l'aspiration; elle provient d'un réservoir élevé à un certain niveau ou de la purge des réservoirs d'air, et débouche dans les fonds des cylindres par des tuyaux I et I' terminés par des pommes d'arrosoir. La quantité d'eau en mouvement dans l'appareil est très réduite : le piston, partant d'une extrémité de sa course, laisse derrière lui un volume d'eau égal à la capacité des espaces nuisibles; ce volume d'eau s'augmente de l'eau injectée et, pendant la course inverse, ce supplément d'eau sera refoulé dans le réservoir d'air, d'où il sera extrait par un robinet de

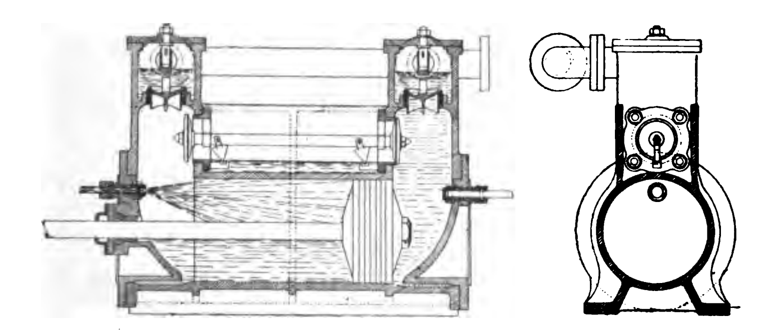


Fig. 24. — Compresseur de MM. Dubois et François.

purge. On remarquera encore la liaison des deux soupapes d'aspiration A et A', par une tige supportée par deux secteurs : ainsi la fermeture et l'ouverture s'obtiennent par l'action superposée de la raréfaction d'un côté et de la compression de l'autre. On compte qu'il faut injecter 8 litres d'eau par mètre cube d'air aspiré. Le volume réduit de l'eau en mouvement dans l'appareil permet de marcher avec une vitesse double de celle indiquée pour le compresseur Sommelier.

Le mode d'injection d'eau que nous venons de décrire n'est pas encore parfait : le moment où le refroidissement doit être le plus énergique est évidemment celui où l'air atteint les pressions les plus élevées, et c'est précisément à cet instant que l'eau d'injection qui n'est pas suffisamment comprimée, cessera d'entrer dans le cylindre.

Compresseur D. Colladon. — La figure 25 donne la coupe d'un des compresseurs étudiés par le professeur D. Colladon, pour les installa-

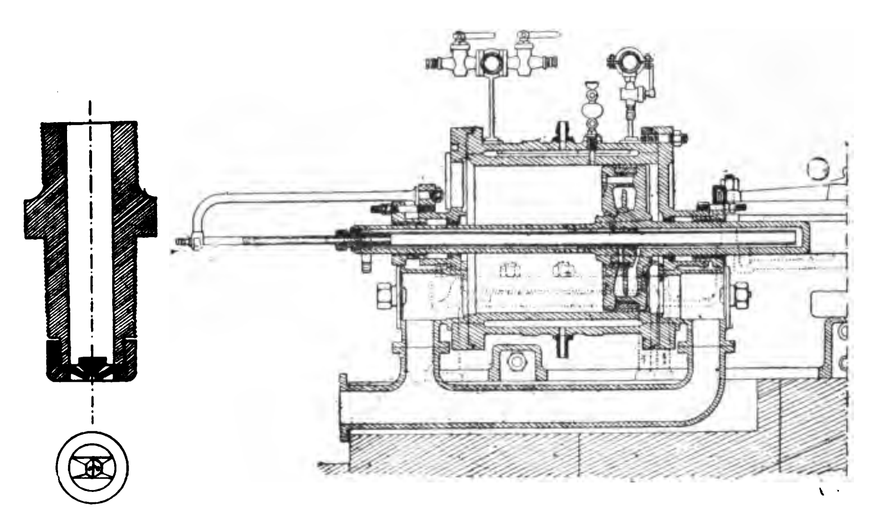


FIG. 26.
Pulvérisateur.

FIG. 25.
Compresseur Colladon.

tions du Saint-Gothard. Ce compresseur, horizontal comme les précédents, avait $0^{m}46$ de diamètre et $0^{m}45$ de course, et comprimait l'air à 6 atmosphères; son moteur faisait 90 tours par minute. Chacun des fonds des cylindres porte trois soupapes, les deux supérieures destinées à l'aspiration, celle du bas destinée à la compression.

La section d'ouverture des deux soupapes d'aspiration est 0,11 de la surface du piston, la section d'ouverture de la soupape de refoulement n'est que 0,04 de la surface du piston, ce qui est insuffisant. La caractéristique du compresseur Colladon est l'injecteur pulvérisateur dont la figure 26 donne le détail. L'eau comprimée par l'air des réservoirs, ou, mieux encore, par une pompe spéciale à une pression supérieure à celle de l'air, est envoyée dans deux ou trois petits tuyaux montés sur les fonds des cylindres. Ces tuyaux ou busettes sont terminés par des disques en laiton percés de deux trous inclinés débouchant l'un vis-à-vis de l'autre, de façon que l'eau injectée soit, par cette rencontre des deux filets liquides, finement pulvérisée. Ainsi le mélange d'air et d'eau peut se faire pendant la compression et au

sein même de la masse d'air; en outre, la pulvérisation extrême de l'eau assure le mélange. Ce procédé de refroidissement est théoriquement irréprochable.

M. Colladon établit en plus un courant d'eau froide dans une double enveloppe des cylindres et de leurs fonds. En outre, l'eau est introduite par la tige du piston à l'intérieur du piston lui-même, en sorte que toutes les parois de la capacité où s'effectue la compression sont constamment maintenues froides. Il y a peut-être là, superfétation des moyens de refroidissement, et il paraît, du reste, que cette dernière circulation d'eau froide a été abandonnée au Saint-Gothard.

Nous donnerons un peu plus loin les rendements comparatifs de ces divers compresseurs.

§ 6. Refroidissement de l'air dans des réservoirs intermédiaires. Premier compresseur Mékarski.

Supposons que nous ayons à comprimer de l'air à 8 atmosphères; nous pouvons faire cette opération en trois fois : comprimer d'abord de 1 à 2, puis de 2 à 4 et enfin de 4 à 8. Entre ces trois opérations, nous ferons passer l'air dans deux réservoirs, où nous le ramènerons facilement à la température extérieure, soit, par exemple, à 12° centigrades. En supposant que la chaleur produite par la compression soit entièrement conservée, la chaleur finale de chaque compression sera celle qui correspond au rapport 1 à 2, c'est-à-dire d'après la table de la page 60, de 75° centigrades, au lieu de 249° que l'on aurait si la compression était effectuée en une seule fois de 1 à 8. Cet artifice, qui

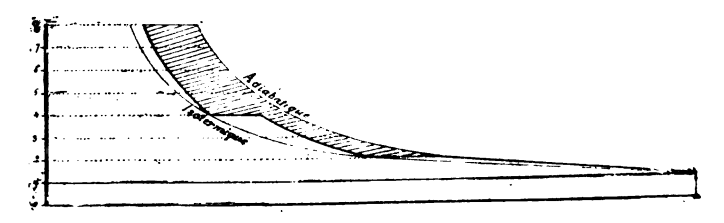


Fig. 27. — Diagramme pour une compression à trois étages.

consiste à refroidir l'air dans des réservoirs intermédiaires, ramène chaque fois le volume de l'air à ce qu'il eût été si la compression avait été isothermique.

Le tracé étagé en gros traits, de la figure 27, est la nouvelle courbe

de compression ainsi obtenue, et la surface hachée représente le bénéfice en travail réalisé. En ajoutant à cette méthode les procédés de refroidissement indiqués plus haut, on voit qu'on arrive à se rapprocher, comme résultat final, presque exactement de la courbe de compression isothermique.

Il semble résulter, de ce qui précède que, pour réaliser la courbe isothermique, il suffirait de diviser à l'infini les compressions et de multiplier le nombre des réservoirs intermédiaires, mais on est bien vite limité dans ce sens par les trois considérations suivantes :

1° Multiplication des organes, et par suite diminution du rendement mécanique ;

2° Chaque aspiration se fait avec une petite dépression qui tient à la résistance des soupapes; il en résulte que la pression au commencement de la compression est plus petite que celle qui existe dans le réservoir où se fait l'aspiration. Cette perte de travail s'ajoute pour chaque compresseur;

3° De même, le refoulement dans chaque compresseur doit vaincre l'effort qui maintient les soupapes sur leurs sièges et les résistances du tuyau de communication avec le réservoir. Le travail nécessaire pour comprimer l'air au-dessus de la pression du réservoir, de la quantité nécessaire pour vaincre ces résistances, est encore une perte qui se retrouve dans chaque compresseur.

On comprend facilement que le total de ces trois pertes principales arrive facilement à atteindre le bénéfice réalisé quand on multiplie par trop le nombre de compressions.

Fig. 28.
Compresseur d'Hurcourt.

Compresseur d'Hurcourt. — L'idée de comprimer en plusieurs périodes pour arriver aux hautes pressions est ancienne ; on y a été forcément amené par les difficultés mécaniques du problème et par l'importance que prennent les espaces nuisibles,

dès que la pression est un peu élevée. Comme exemple, nous donnons sur la figure 28 le compresseur d'Hurcourt, construit en 1860 pour la Compagnie du Gaz portatif, et qui a été souvent copié depuis. La pompe est à simple effet aspirant par une soupape placée à la base et refoulant par une soupape placée à l'extrémité du piston dans l'espace annulaire compris entre ce piston et le corps de pompe. Le piston, en descen, dant, comprime le gaz qui passe dans l'espace annulaire; en remontant-il comprime le gaz de l'espace annulaire qui se rend dans les réservoirs par la soupape de refoulement placée à la partie supérieure du corps de pompe; en même temps, l'aspiration se produit dans la partie inférieure du corps de pompe. Ce compresseur, ainsi étagé, marchait à 70 tours par minute et comprimait le gaz à 11 atmosphères absolues. Aucun moyen n'était pris pour refroidir le gaz.

Compresseur Mékarski. — Mais le procédé qui consiste à refroidir l'air entre chaque compression, dans des réservoirs disposés à cet effet, paraît avoir été employé en premier lieu par M. Mékarski, dans l'installation des compresseurs des tramways de Nantes. La figure 29 donne

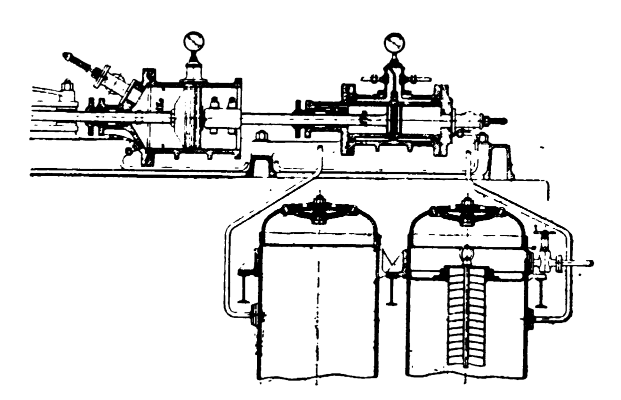


FIG. 29. — Compresseur système Mékarski.

l'ensemble de l'une de ces pompes de compression. L'air est comprimé à 30 atmosphères en deux périodes, entre lesquelles il séjourne dans un réservoir intermédiaire où il se refroidit.

Les pistons compresseurs fonctionnent à simple effet; ils sont placés en tandem, et, pour régulariser le travail de compression, le grand piston comprime l'air pris à la pression atmosphérique pendant que

le petit aspire l'air du réservoir intermédiaire. Dans ces conditions, à chacune des courses correspond la même résistance.

Le premier cylindre est ouvert d'un côté, le second est entièrement fermé, mais son côté non travaillant est en communication avec le réservoir intermédiaire qui, sur la figure 29, est au-dessous du bâti et à gauche. On remarquera (fig. 30 et 31), le détail des soupapes :

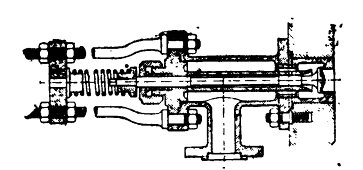


Fig. 30. — Soupape de refoulement.

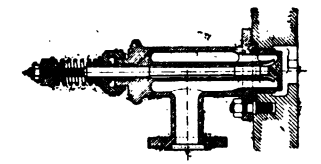


Fig. 31. — Soupape d'aspiration.

elles sont en bronze, appuyées sur leurs sièges, par de longs ressorts à boudin en acier, et parfaitement guidées dans leur course.

Pour contrôler à tout moment la bonne marche des soupapes de refoulement, leur tige traverse la chapelle où elles sont logées ; mais cet avantage entraîne la nécessité d'un presse-étoupe, dont le serrage maladroit peut arrêter le jeu des soupapes.

La tension dans le réservoir intermédiaire est égale au rapport des volumes des cylindres compresseurs, car ce rapport doit être tel que la cylindrée du grand cylindre tienne dans le petit. Si donc l'air a été pris à la pression atmosphérique, la pression dans le réservoir sera en atmosphères le rapport des volumes des deux cylindres, à la condition, toutefois, que la température dans le réservoir intermédiaire soit bien celle de l'atmosphère; si cette température était plus élevée, la pression dans le réservoir monterait également.

La tension dans le réservoir de droite, où le petit cylindre refoule l'air comprimé, n'a pas d'autre limite que celle que donne le débit ou la soupape de sûreté. On remarquera les chicanes indiquées à la partie supérieure de ce réservoir, lesquelles sont destinées à dépouiller l'air de l'eau qu'il entraîne.

Le refroidissement de l'air pendant la compression se fait par addition d'eau à l'aspiration. En outre, le petit cylindre est muni d'une double enveloppe, dans laquelle circule un courant d'eau.

Les compresseurs des tramways de Nantes, que nous venons de décrire, fournissent par heure, en marche normale, 150 kilogr. d'air

comprimé à 30 atmosphères, leur moteur est de 25 chevaux effectifs, la production de ces machines est donc de 6 kilogr. d'air par cheval-heure. La course des pistons est de 0^m 46, le diamètre du grand piston est de 0^m 38, et celui du petit de 0^m 17. Ces machines sont très simples, très robustes, et fonctionnent sans incident depuis dix-sept ans. Le seul reproche à leur faire est d'être horizontales, ce qui est cause de l'ovalisation rapide de leurs cylindres. Nous reviendrons sur cette question.

§ 7. Compresseur Mékarski pour pressions de 50 a 80 atmosphères.

Les figures 21 (page 59), 33, 34, 35 et 36 donnent la vue et les coupes longitudinale, transversale et horizontales d'un nouveau compresseur, étudié par M. Mékarski, et dont vingt et un exemplaires sont en marche, tant à la Compagnie Générale des Omnibus qu'aux chemins de fer Nogentais, d'Arpajon et de Saint-Maur.

Le compresseur est vertical, il reçoit le mouvement d'un arbre horizontal à deux vilebrequins, calés à 180 degrés, porté par trois paliers, écartés de 0^m70, venus de fonte avec le plateau horizontal formant la base du bâti du compresseur.

L'arbre moteur est, à l'usine de La Villette, actionné par une machine à vapeur verticale, type pilon, à distributeurs genre Corliss, susceptible de fournir une force effective sur l'arbre variant de 80 à 120 chevaux, suivant l'allure qu'on lui donne, laquelle peut osciller à volonté entre 100 et 150 tours par minute. Le volant, calé sur l'arbre de la machine, est placé généralement entre le moteur et le compresseur.

Les cylindres compresseurs sont soutenus en porte-à-faux par deux puissants supports quadrangulaires en fonte reliés haut et bas par des épaulements venus de fonte et boulonnés sur le plateau horizontal qui porte les paliers de l'arbre moteur. Du côté opposé à ces supports rigides, les cylindres reposent sur deux colonnes d'acier auxquelles ils sont boulonnés; les parties inférieures de ces colonnes portent sur le socle de la machine, auquel elles sont clavetées. Cette disposition dégage parfaitement la façade de la machine, dont toutes les parties sont facilement visitables.

Il y a quatre cylindres compresseurs, travaillant à simple effet, montés deux à deux en tandem, de manière que leurs pistons soient commandés deux à deux par une même tige actionnée par une bielle montée sur l'un des deux vilebrequins de l'arbre moteur.

La face inférieure des pistons du bas travaille, tandis qu'au con-raire la compression est effectuée dans les cylindres du haut par la

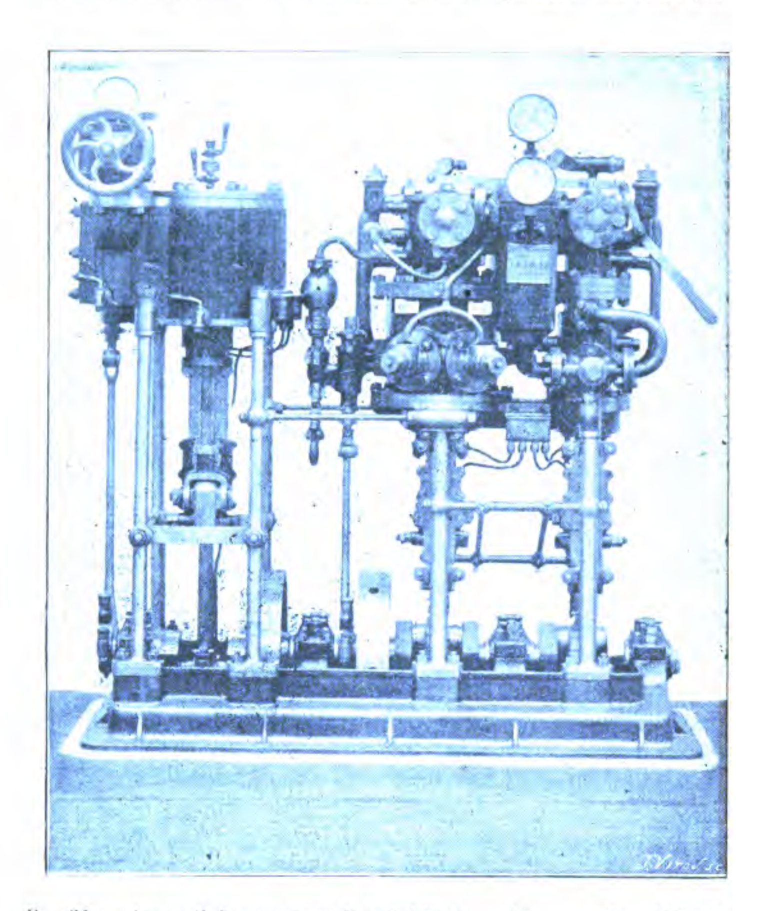


FIG. 32. — Appareil à comprimer l'air à 120 atmosphères, système Mékarski.

face supérieure du piston. Ainsi l'effort développé pendant les deux parties de la course peut être égalisé.

La course commune des pistons des quatre cylindres est de 0^m32.

La compression s'effectue en trois étages.

Les deux cylindres inférieurs, de 0^m40 de diamètre, aspirent dans l'atmosphère : ils portent chacun, à leur partie inférieure, deux sou-

papes d'aspiration (fig. 35, et en élévation fig. 34) et une soupape de refoulement (fig. 35, et en coupe fig. 34).

Ces soupapes sont horizontales, munies de ressorts bien réglés; les sièges et les soupapes elles-mêmes sont en bronze. Les chapelles des soupapes de compression sont fermées de façon à éviter l'usage de presse-étoupes, mais leur couvercle est très facilement démontable pour la visite. Après cette première compression, l'air est refoulé par les deux cylindres inférieurs dans un premier réservoir intermédiaire de 0^m395 de diamètre et de 1 mètre de hauteur, à l'aide de deux tuyaux en col de cygne partant de la partie supérieure des chapelles de refoulement et aboutissant sur les côtés du réservoir.

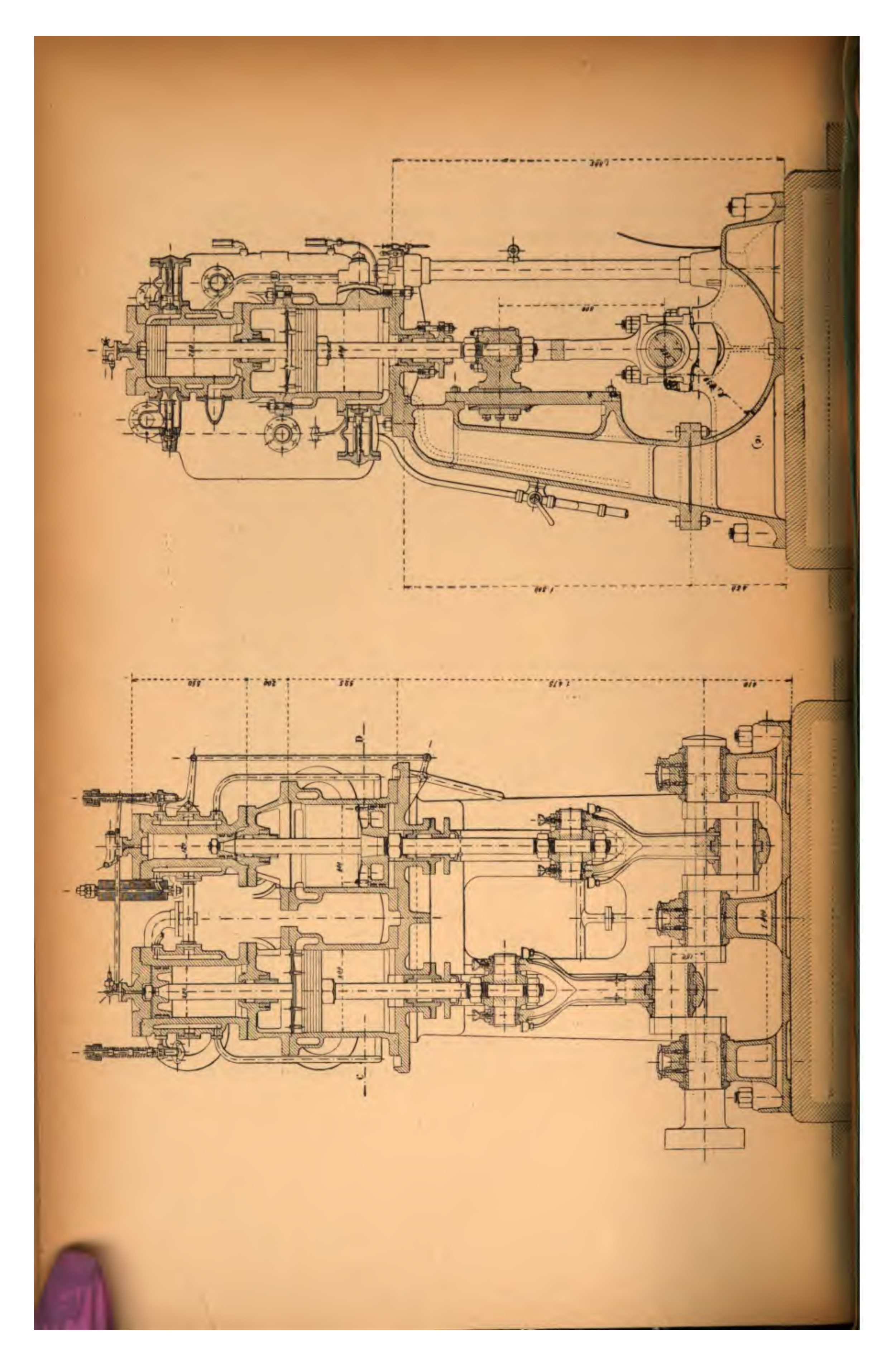
L'air est aspiré à la partie supérieure de ce premier réservoir par le cylindre supérieur de gauche (fig. 33). Le diamètre de ce cylindre est de 0^m25; il est muni à sa partie supérieure de deux soupapes, l'une pour l'aspiration, l'autre pour le refoulement. La coupe transversale (fig. 34) donne le détail de ces soupapes. Ce cylindre est fermé, et sa partie inférieure communique constamment par un tuyau, dont on voit le départ sur la figure 34, avec le premier réservoir intermédiaire.

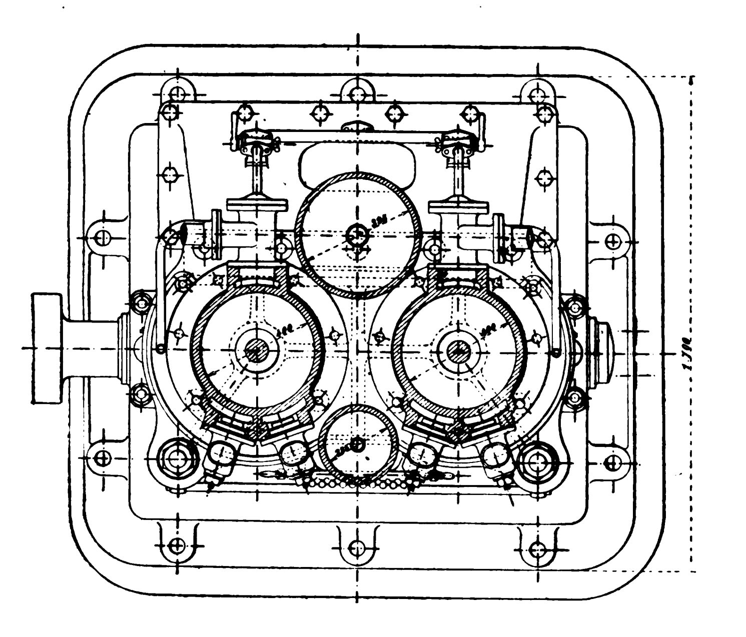
Par la soupape de droite de la figure 34, ce cylindre refoule l'air dans un second réservoir intermédiaire de 0^m235 de diamètre et de 1 mètre de hauteur.

L'air est aspiré de ce dernier réservoir par le cylindre supérieur de droite de la figure 33 et comprimé jusqu'à la pression finale désirée. Les soupapes de refoulement et d'aspiration de ce dernier cylindre sont placées de la même façon et ont même forme (sauf les dimensions) que celles du cylindre précédent.

On remarquera à la partie supérieure des deux derniers cylindres, les soupapes de sûreté et leurs ressorts.

Le refroidissement de l'air est obtenu par addition d'eau à l'aspiration des deux premiers cylindres. A cet effet, les chapelles des soupapes d'aspiration de ces cylindres à basse pression sont munies à leur partie supérieure de godets dans lesquels on laisse tomber un filet d'eau dont le débit est réglé par un robinet (ces godets se voient dans la figure 35). L'eau suit l'air à travers les soupapes et les réservoirs, y est constamment brassée avec lui et le mélange se fait assez intimement : en outre, les expulsions d'air se font toujours à la partie supérieure des chapelles, de manière que les soupapes soient constamment noyées, ce qui a le triple avantage d'obtenir un mélange





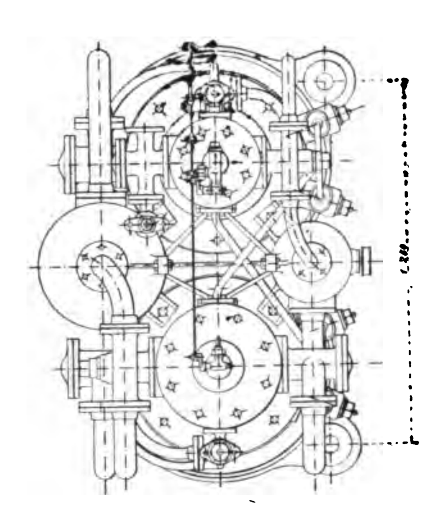
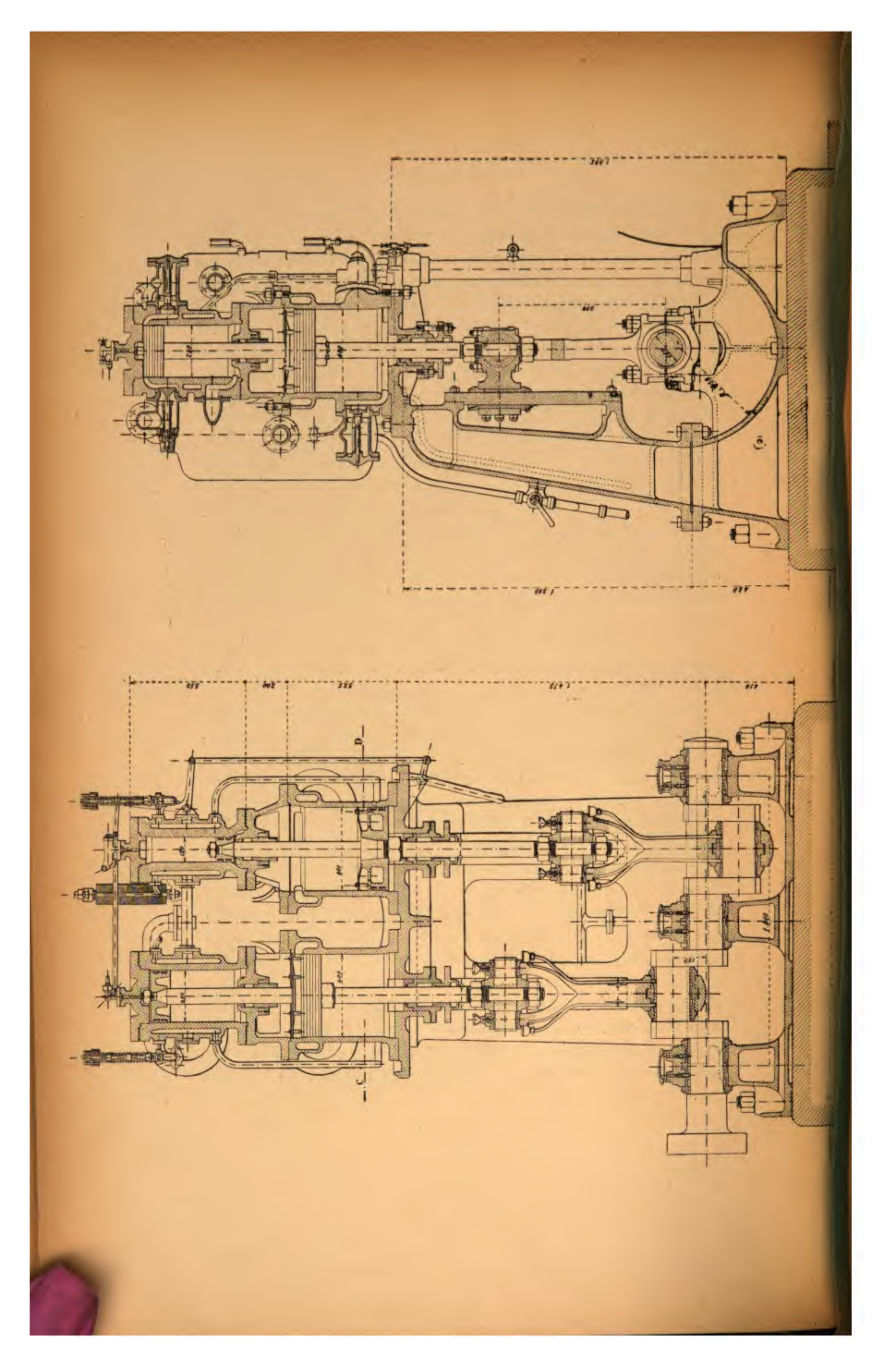
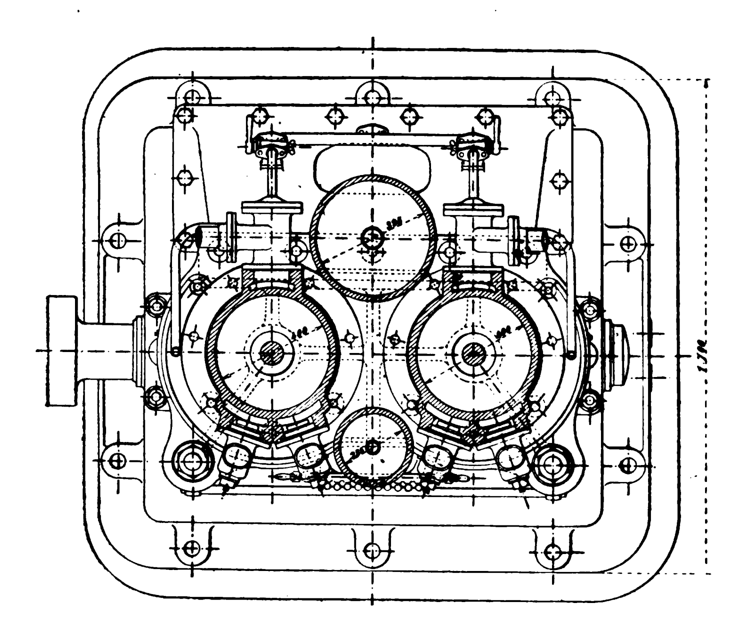


Fig. 33, 34, 35 et 36. — Compresseur d'air à trois étages, système Mékarski. Type de 500 kilogr. d'air à l'heure.





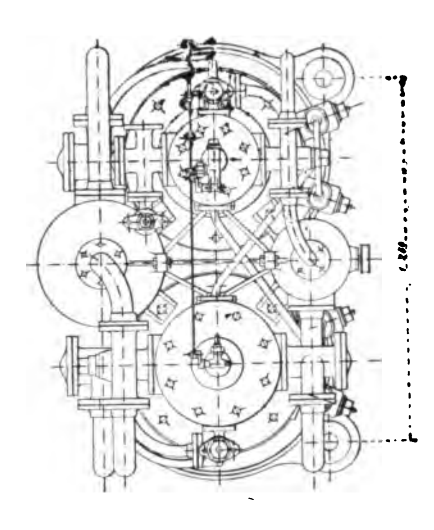


FIG. 33, 34, 35 et 36. — Compresseur d'air à trois étages, système Mékarski. Type de 500 kilogr. d'air à l'heure.

plus parfait de l'eau et de l'air, de rendre l'étanchéité plus complète et enfin de réduire considérablement les espaces morts. Le refroidissement est complété par une circulation d'eau froide dans une double enveloppe entourant les cylindres supérieurs.

On suppose que l'air revient à la température de l'air ambiant, c'est-à-dire à la température initiale, par son passage dans chacun des réservoirs intermédiaires, et dans cette hypothèse, pour une marche économique, on doit déterminer les rapports de compression par la condition que les températures finales soient les mêmes à la fin de chacune des compressions étagées. Les températures initiales et finales étant les mêmes, il s'ensuit que le rapport de compression doit être égal pour tous les cylindres et, comme on part de la pression atmosphérique, ce rapport de compression est $\sqrt[n]{P}$ si on veut obtenir la pression finale P à l'aide de *n* étages de compression. Ainsi, pour obtenir 60 atmosphères en trois compressions, on aura $3^{atm}9$ dans le premier réservoir intermédiaire et $15^{atm}3$ dans le second.

Il a été fait, le 27 avril 1895, à l'usine de La Villette, des relevés de production sur l'un des compresseurs de ce type pendant qu'il chargeait les automobiles sur la voie publique.

La machine marchait à 100 tours par minute et comprimait l'air à 60 atmosphères environ. Le poids d'air fourni, rapporté à 100 tours de la machine, a été trouvé de $6^{kg}5$.

D'après les diagrammes relevés sur la machine à vapeur, la pression moyenne de la vapeur sur le piston, côté fond, a été trouvée de $2^{kg}09$, celle sur le côté tige a été trouvée de $2^{kg}35$; ces valeurs multipliées par les surfaces correspondantes du piston, ont donné pour moyenne des efforts sur les deux faces $4\,847^{kg}84$. La course du piston vapeur étant de $0^{m}45$, il en résulte qu'à 100 tours par minute, la vitesse de ce piston était de $1^{m}50$ par seconde et que la puissance indiquée dans les cylindres du moteur était de :

$$\frac{4\,847,84 \times 1^{m}50}{75} = 97 \text{ chevaux.}$$

En supposant pour le moteur un rendement mécanique de 0,80, cette puissance ressort à :

$$97 \times 0,80 = 77,6 \text{ chevaux effectifs,}$$

ce qui donne : $$\frac{100 \times 60}{77,6} = 77 \text{ tours}$$

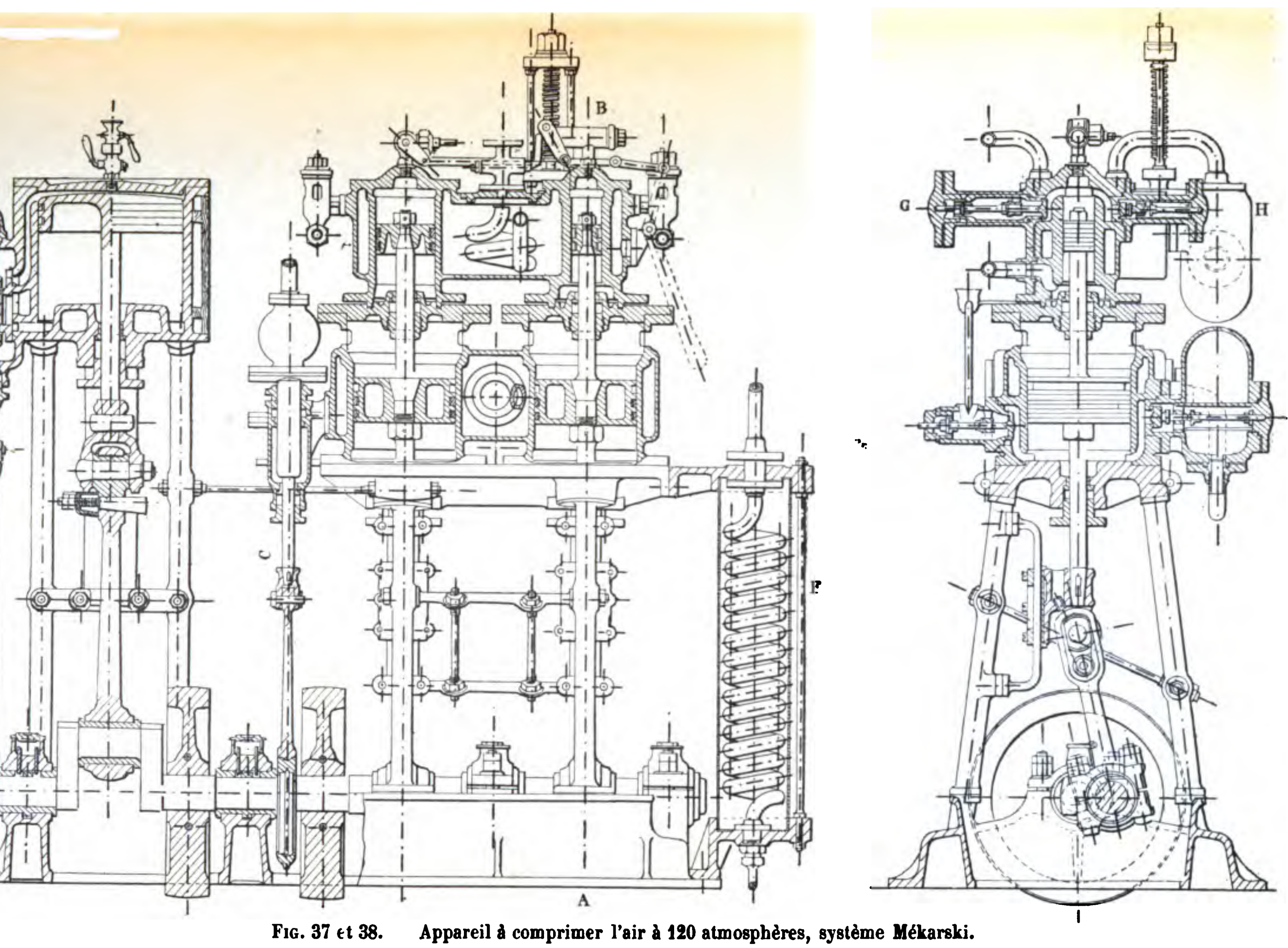


Fig. 37 et 38. Appareil à comprimer l'air à 120 atmosphères, système Mékarski.

de machine par cheval effectif, répondant à une production de :

$$6^{k}5 \times 0{,}77 = 5 \text{ kilogr.}$$

d'air à 60 atmosphères par cheval effectif.

Avant de quitter ce compresseur, nous dirons quelques mots d'un type dont il est dérivé, et que M. Mékarski a livré, en 1892, au Ministère de la Marine, pour comprimer à 120 atmosphères, dans des accumulateurs, l'air destiné au chargement des torpilles. Ce compresseur, d'un faible débit, ne rentre pas dans la catégorie de ceux que l'on peut appliquer au chargement des réservoirs de tramways, mais il montre la facilité avec laquelle, en trois compressions étagées, on peut arriver aux pressions élevées; il présente aussi un mode de refroidissement de l'air qui est, croyons-nous, destiné à être tôt ou tard appliqué aux compresseurs pour distribution d'air comprimé. La figure 32 donne une élévation de ce compresseur; les figures 37 et 38 en donnent des coupes. La disposition d'ensemble, les cylindres, les soupapes sont les mêmes, en réduction, que ceux du type que nous venons de décrire: les deux cylindres inférieurs compriment l'air de 1 à $4^{atm}9$ dans un premier réservoir qui entoure la soupape de refoulement, et qui est continué par un serpentin baigné dans un bac et placé entre les deux cylindres inférieurs. De ce serpentin, l'air passe dans le cylindre supérieur de gauche de la figure 37, est comprimé de $4^{atm}9$ à $24^{atm}3$, puis l'air passe dans un second réservoir intermédiaire qui entoure la soupape de refoulement et est continué, comme le premier, par un serpentin plongeant dans un bac entre les deux cylindres supérieurs. Enfin l'air est comprimé, dans le cylindre supérieur de droite, de $23^{atm}3$ à 120 atmosphères, et se rend dans les accumulateurs après être passé dans un dernier serpentin réfrigérant, que l'on voit à droite de la figure 37. L'air est ainsi ramené, par son passage à travers les serpentins, à une température d'une vingtaine de degrés avant son entrée dans les accumulateurs.

La pompe de circulation d'eau est commandée par un excentrique. On la voit sur la figure 37 entre le moteur et le compresseur. Les quatre cylindres sont entièrement entourés d'eau constamment renouvelée par la pompe, et les serpentins baignent dans cette eau. Par ce procédé, on peut réduire la quantité d'eau injectée dans les cylindres à la quantité strictement nécessaire à la saturation de l'air.

La vitesse normale de rotation de ce petit compresseur est de 330 tours par minute, ce qui correspond à une vitesse de $1^{m}21$ pour

les pistons. La production est de 500 litres d'air à 120 atmosphères et par heure. La puissance indiquée du moteur est de 40 chevaux au maximum; la pression d'admission de la vapeur, de 5 atmosphères.

L'encombrement du compresseur et de son moteur est donné par les dimensions suivantes : hauteur, 1m17; longueur, 1m 24; largeur, 0m 62.

Le poids de tout l'appareil est de 800 kilogr.

Le cylindre de la troisième compression a été essayé à 160 atmos phères ; les réservoirs et la colonne de purge à 150 atmosphères; leur étanchéité est telle qu'en 24 heures la pression d'un approvisionne ment d'air à 120 atmosphères ne baisse que de 20 atmosphères.

§ 8. Détermination, a l'aide de diagrammes, de l'effet du mélange d'eau sur le rendement des compresseurs.

Il est difficile de se rendre compte, à l'aide de mesures thermomé triques, du résultat des injections d'eau sur la température finale.

Si la machine fait seulement 30 tours par minute, la durée d'une compression est d'une seconde et, pendant ce court délai, l'air passe par tous les degrés compris entre les températures initiale et finale. Cette température finale correspond à une pression supérieure à celle du réservoir, puisque, pour traverser les soupapes de refoulement, il faut que l'air soulève ces soupapes, ce qui demande un excès de pression. En se détendant, depuis cette pression finale de compression jusqu'à la pression du réservoir, l'air se refroidit, et la températur que l'on obtiendrait en plongeant un thermomètre dans le tuyau de refoulement serait plus basse que celle de la compression.

Le seul moyen d'avoir des indications sur la température est de prendre des diagrammes d'indicateurs; ces diagrammes donnant à tout instant les volumes en fonction des pressions, on n'a qu'à comparer ces volumes à ceux déduits de la loi de Mariotte pour connaître, par différence, la quantité dont l'air s'est dilaté et déterminer ainsi la température correspondante de cet air.

Pour présenter des diagrammes qui puissent être comparés, nous avons choisi, parmi les compresseurs des divers types décrits, ceux qui produisent l'air comprimé à une même pression de 6 atmosphères environ, et avons recherché parmi ces compresseurs ceux qui n'employaient qu'un seul mode de réfrigération à la fois. Les diagrammes portent en outre l'indication des courbes adiabatique et isothermique et, sur la courbe tracée par le crayon de l'indicateur, les températures de l'air dans le cylindre calculées d'après cette courbe.

Le diagramme (fig. 39) est pris dans un compresseur à tiroir de MM. Burckhardt et Weiss. Dans ce compresseur, sur lequel nous reviendrons plus loin au point de vue d'une disposition très ingénieuse permettant d'annuler les inconvénients des espaces morts, il n'est pas admis d'eau d'injection à l'intérieur des cylindres. La réfrigération

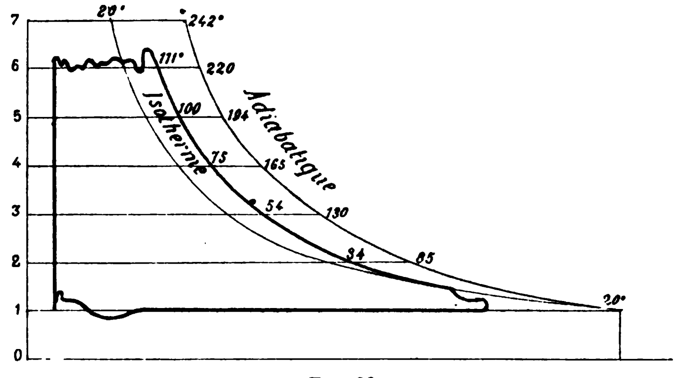


Fig. 39.

par les parois est seulement très soignée : un courant d'eau circule dans une double enveloppe des cylindres et de leurs fonds, et aussi autour des canaux d'entrée et de sortie d'air du cylindre. Ce sont, en effet, les fonds de cylindre, les pistons et les canaux d'évacuation qu'il est surtout intéressant de refroidir, puisque la compression maximum de l'air se produit à la fin de la course, c'est-à-dire quand la surface cylindrique de la chambre où s'effectue la compression est devenue très petite par rapport aux surfaces du fond et du piston. Ce diagramme très intéressant, que nous avons extrait de la notice que M. Weiss a publiée sur ses compresseurs, montre que, par la seule réfrigération des surfaces, on obtient, pour l'air comprimé à 6 atmosphères, une température finale de 111° centigrades, alors que la compression adiabatique donne 220°. La machine du compresseur expérimenté tournait à 140 tours par minute ; le piston avait 0m 30 de diamètre et 0m 35 de course. Nous avons déjà dit que, grâce à la circulation d'eau qui enveloppe toutes les parois en contact avec l'air, la chaleur de l'air ne se communique pas sensiblement au cylindre.

La figure 40 donne deux diagrammes d'indicateurs, relevés dans des cylindres comprimant, comme ci-dessus, l'air à 6 atmosphères. Ils ont extraits de l'ouvrage de M. Devillez. Le diagramme le plus voisin

de la ligne adiabatique est tracé par l'indicateur appliqué à un compresseur Sommelier fonctionnant à la vitesse de 15 tours par minute du volant; le piston a 0m 45 de diamètre et 1m 20 de course.

Le second diagramme qui se rapproche de l'isotherme est tracé par l'indicateur appliqué à un compresseur de MM. Dubois et François,

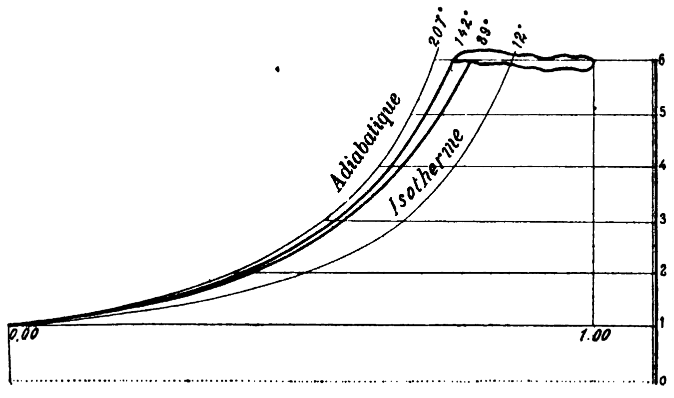


Fig. 40.

dont le volant effectuait 30 tours par minute, et dont le piston avait mêmes diamètre et course que celui du compresseur Sommelier. Dans le compresseur Sommelier, l'eau n'est introduite qu'à l'aspiration, la température finale de l'air atteint 142° centigrades. Dans le compres-

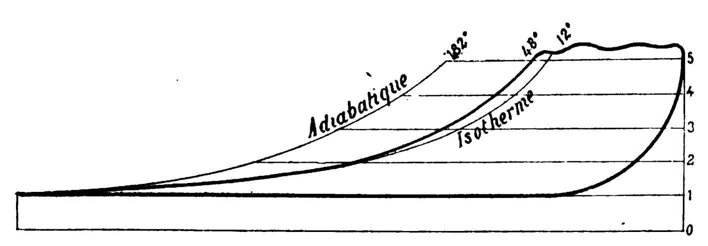


Fig. 41.

seur Dubois-François, il y a une injection d'eau sous une pression un peu supérieure à celle de l'atmosphère; la température finale de l'air descend à 89° centigrades. Ces températures, de 142° et 89°, sont à comparer avec celle de 207° atteinte par l'air quand la compression est adiabatique.

Le digramme fig. 41) est pris sur un compresseur étudié par M. Cor-

net pour le charbonnage du Levant du Flénu, où le refroidissement est presque exclusivement obtenu par le procédé Colladon.

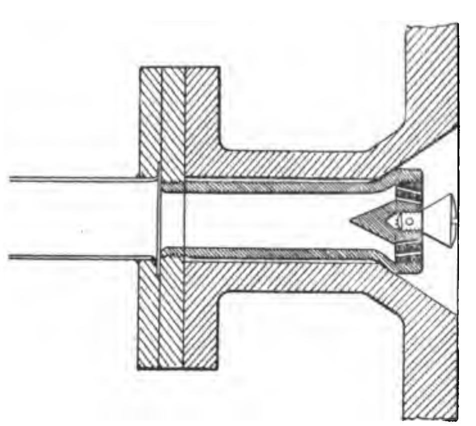


Fig. 42. — Détail du pulvérisateur.

La figure 42 donne le détail du pulvérisateur, de ce compresseur; il consiste en un tuyau de bronze qui traverse les parois du cylindre et qui se termine par une cloison percée d'une centaine de petits trous de 1 millimètre de diamètre. Ces trous sont percés obliquement par rapport à l'axe, de façon que les jets viennent se briser contre un cône fixé au centre de la cloison. L'eau d'injection est comprimée par une pompe spéciale, et l'injection n'est effectuée que pendant la compression. L'air est comprimé à 5 atmosphères, le volant fait 35 tours par minute, le diamètre du piston est de $0^m 60$ et sa course de 1 mètre. La température de l'air est de 48° centigrades, au lieu de 182° qu'eût donnés la compression adiabatique.

La figure 43 est extraite de la notice de M. Riedler sur les compresseurs de l'usine du quai de la Gare, à Paris, appartenant à la Compagnie Parisienne d'air comprimé. La compression se fait en deux étages, pour arriver à la pression finale de 6 atmosphères. L'air est ramené, entre chaque compression, à la température initiale par un séjour dans un réservoir intermédiaire; en outre, il y a des injections d'eau sous pression dans les cylindres, le réservoir intermédiaire et les chapelles des clapets et soupapes. La température de l'air dans les cylindres est d'environ 35° centigrades.

La série précédente de diagrammes, s'appliquant approximativement à une même pression finale, peut servir de base pour comparer tous les moyens de réfrigération que nous venons de décrire.

Il faut observer cependant que l'exactitude des renseignements fournis par les diagrammes dépend de l'étanchéité des soupapes d'aspiration et de refoulement. Des fuites par les soupapes d'aspiration

diminuent le volume pendant la compression et rapprochent la courbe de l'indicateur de la courbe isothermique. Au contraire, les rentrées

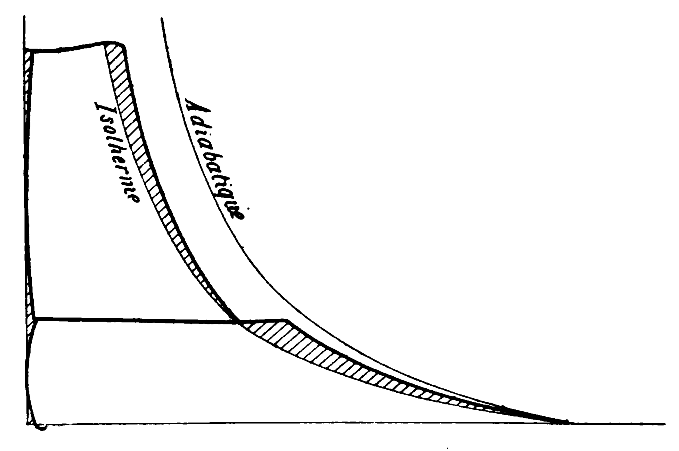


Fig 33.

d'air par la soupape de refoulement ramènent le diagramme à la courbe adiabatique. Les fuites par le piston et les garnitures altèrent également les résultats.

§ 9. Inconvénients de l'injection d'eau.

A côté de l'avantage de refroidir l'air d'une manière plus parfaite, les divers procédés d'injection d'eau que nous venons de décrire offrent plusieurs inconvénients qui doivent être signalés.

L'injection d'eau, faite en aspirant l'eau en même temps que l'air, est la méthode qui, à cause de sa simplicité, a été adoptée pour toutes les installations moyennes. Nous avons déjà dit qu'elle laissait à désirer au point de vue du mélange intime avec l'air, précisément au moment de la plus grande compression; en outre, ce procédé a l'inconvénient de diminuer, d'une manière appréciable, la section de l'ouverture d'aspiration, laquelle devrait être exclusivement réservée à l'air.

Le mieux est évidemment, quand l'importance de l'installation le permet, d'avoir une pompe spéciale comprimant l'eau à une pression supérieure à celle des réservoirs d'air, et d'envoyer cette eau comprimée à l'intérieur des cylindres en pluie fine. Nous avons décrit, à ce

sujet, la busette imaginée par Colladon pour pulvériser l'eau et la transformer en un nuage pénétrant à l'intérieur de la masse d'air soumise à la compression, et la dépouillant de la chaleur créée par la compression. Malheureusement, ces busettes sont constamment bouchées, même quand on emploie l'eau filtrée comme eau d'injection, et on a été rapidement obligé de renoncer à ce procédé. On se borne donc à terminer le tuyau d'injection, du côté de l'intérieur du cylindre, par une pomme d'arrosoir percée d'un grand nombre de trous de 1 millimètre de côté. Encore, cette busette devra être disposée de façon à pouvoir être démontée facilement, car, malgré cette simplification, le trous se bouchent encore rapidement.

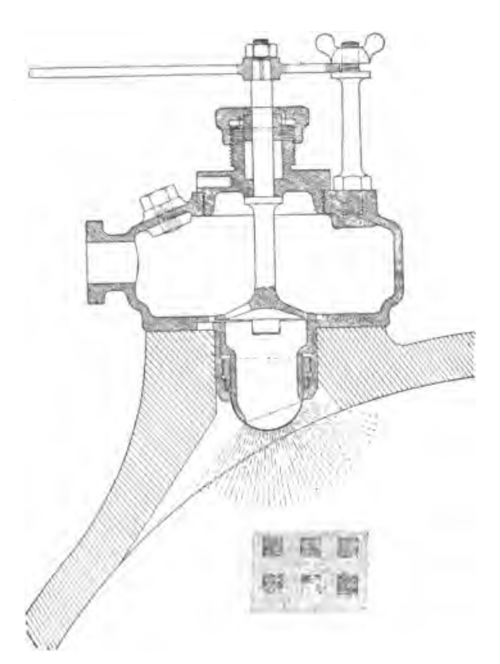


Fig. 44. — Injecteur d'eau.

La figure 44 donne le croquis de la busette employée dans les grands compresseurs de 2 000 chevaux de l'usine de la Compagnie Parisienne d'air comprimé.

Quand les compresseurs sont horizontaux, et que, par suite, les pistons ne sont pas constamment couverts par l'eau d'injection, l'emploi de l'eau a pour inconvénient d'user très rapidement les parois du cylindre ainsi que les anneaux du piston, ce qui amène une diminution très importante du rendement du compresseur ; l'addition d'un peu d'huile ne fait qu'augmenter le mal, parce qu'il se forme, par le mélange avec l'eau, un savon calcaire qui raye le cylindre. Comme cette usure se fait surtout à la partie inférieure du cylindre, où le

piston porte de tout son poids, il en résulte une ovalisation qui met le cylindre rapidement hors de service.

Enfin, le plus grand inconvénient de l'injection d'eau se fait sentir pendant l'hiver. Il arrive souvent que, malgré les purges, cette eau s'introduit dans les canalisations et s'y congèle par les grands froids, arrêtant ainsi toute exploitation.

Il y aurait intérêt, à ce dernier point de vue, à suspendre les injections d'eau à l'intérieur des cylindres compresseurs, pendant les grandes gelées, et à se contenter d'un refroidissement des surfaces du cylindre et du piston par une circulation d'eau dans une double enveloppe. Ce moyen serait combiné avec la transformation des réservoirs intermédiaires en longs serpentins plongés dans des bacs remplis d'eau. Nous avons vu ce dernier système appliqué aux petits compresseurs que M. Mékarski a construits pour le chargement des torpilles. La masse d'eau à introduire dans les cylindres serait strictement limitée à la très faible quantité nécessaire à la saturation de l'air.

§ 10. Clapets et soupapes, leur commande mécanique.

Les clapets en cuir sont actuellement abandonnés : on n'emploie plus que les clapets en caoutchouc, renforcés par un nombre suffisant de toiles et bien soutenus par des sièges à grillages, ne laissant que des vides réduits.

Les clapets s'usant rapidement et étant d'un remplacement coûteux, on tend de plus en plus à n'employer que des soupapes métalliques. Nous verrons cependant plus loin employer encore des clapets dans les grands compresseurs de l'usine d'air comprimé de la Compagnie Parisienne, mais nous croyons que les constructeurs de ces machines n'ont pas l'intention de reproduire cette disposition dans de nouvelles installations. Les clapets ne sont du reste admissibles que si des précautions suffisantes ont été prises pour éviter l'échauffement de l'air pendant la compression.

Les soupapes se font aujourd'hui exclusivement en métal, généralement en bronze. Elles doivent être bien guidées, leurs sièges bien dressés, solides et légères pour se soulever aux moindres différences de pression, et ne pas retomber durement sur leurs sièges lors des oscillations, et, à ce dernier point de vue, leur course sera faible. Les soupapes seront munies d'un ressort de rappel les ramenant sur leurs sièges. Les soupapes dites Corliss que le Creusot emploie dans ses

compresseurs à basse pression, peuvent être citées comme des modèles. La figure 45 en donne les plans. La soupape est formée d'une rondelle mince en bronze phosphoreux battant sur un siège en bronze et guidée sans frottement pendant la levée par un ressort héliçoïdal également en cuivre phosphoreux et dont l'extrémité supérieure s'appuie par l'intermédiaire d'une rondelle d'acier sur quatre ailettes faisant partie d'une tige vissée sur le siège de l'appareil.

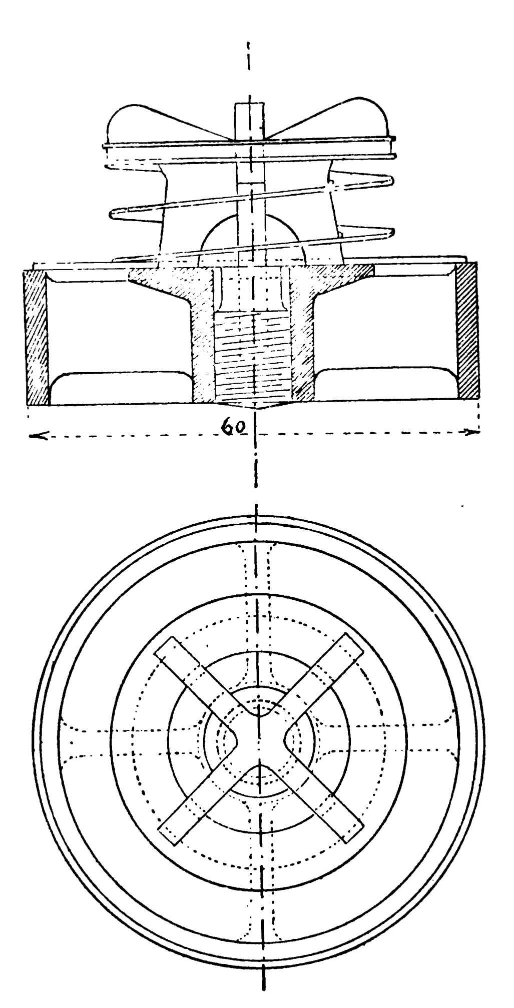


Fig. 45. — Soupapes Corliss construites au Creusot.

Pour entrer dans le cylindre, lors de l'aspiration, ou se rendre dans la canalisation pendant le refoulement, l'air rencontre les résistances suivantes :

1° La pression exercée du dehors sur la face extérieure de la soupape;

2° Le poids de la soupape augmenté de la pression de son ressort de rappel;

3° Enfin la résistance qu'opposent les orifices et les canaux d'entrée et de sortie au passage de l'air.

La première résistance paraît, au premier abord, la plus considérable,

parce qu'il semble naturel de faire entrer en ligne de compte la surface du siège de la soupape : ainsi une soupape découvrant un orifice de 0^{m} 09 de côté et ayant un siège d'un demi-centimètre de largeur, offrira extérieurement à la pression une surface de 0^{m} 10 de côté ou de 100 de section, et intérieurement une surface de 0^{m} 09 de côté ou de 81 de section ; il semble donc qu'en négligeant les autres résistances, la soupape ne se soulèvera que quand la pression dans le cylindre sera de près de 20 °/₀ supérieure à la pression extérieure. Or les diagrammes relevés dans les cylindres n'indiquent généralement pas de pareilles surpressions : on peut en conclure que quand il n'y a plus une forte différence de pression pour appuyer la soupape sur son siège, l'air s'insinue déjà dans le joint, et passe dès que la différence de pression est légèrement renversée.

La deuxième résistance est facile à estimer : c'est le poids de la soupape augmenté de la tension du ressort et divisé par la section de

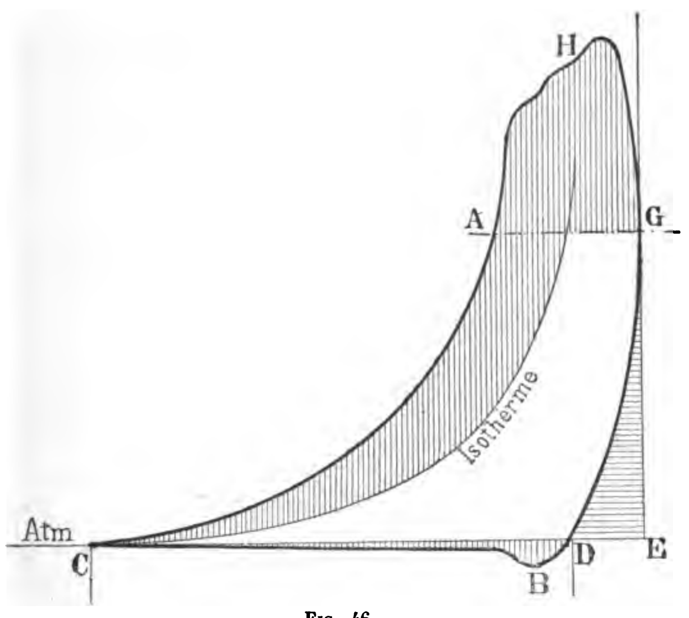


Fig. 46.

l'orifice. Ce chiffre est généralement faible, et c'est surtout au point de vue des chocs que l'on est amené à réduire le poids de cette pièce mobile.

La résistance due au passage par des orifices et des canaux trop petits est la plus importante. On donne généralement aux orifices d'aspiration une section d'ouverture égale au cinquième de la surface du piston. La surface des orifices de refoulement peut être moindre. La vitesse de l'air dans les orifices ne doit pas dépasser 30 mètres par seconde.

Les diagrammes donnent des indications exactes sur ces résistances opposées au passage de l'air. La figure 46, extraite d'un travail de M. Riedler, donne le diagramme pris sur l'un des compresseurs Colladon établis au Saint-Gothard. On voit que la pression au réservoir étant EG, la soupape de refoulement ne s'est soulevée, et l'air n'est entré dans le réservoir que quand la pression dans le cylindre est montée jusqu'en H, c'est-à-dire moitié plus haut que dans le réservoir. La bosse inférieure B indique la dépression qui a été nécessaire pour permettre à la soupape d'aspiration de se soulever.

Enfin, l'air contenu dans l'espace mort s'est détendu pendant la partie DE de la course, et l'air n'a été aspiré dans le cylindre que pendant la fraction CB de la course.

La figure 47 donne un autre diagramme, pris également dans, un compresseur Colladon. La bosse H est beaucoup moins prononcée,

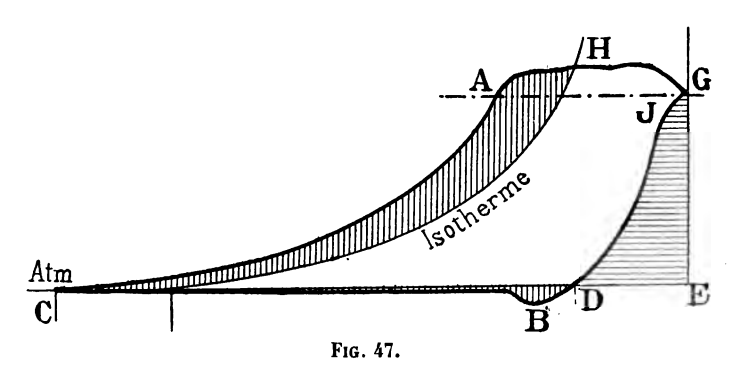


FIG. 47.

mais la courbe GD de détente de l'air de l'espace mort présente le jarret J, qui montre que, pendant le retour du piston, il y a eu une rentrée d'air des réservoirs dans le cylindre par la soupape de refoulement, ce qui a augmenté encore la durée de la période ED, pendant laquelle l'aspiration ne peut pas avoir lieu.

Ces incorrections, indiquées par le diagramme, ont amené les inventeurs à rechercher des procédés mécaniques pour les éviter.

Certains dispositifs s'attaquent à la soupape d'aspiration et l'ouvrent automatiquement dès le début de la course; ainsi l'air de l'espace mort s'échappe dans l'atmosphère, on perd son travail de détente, mais on gagne d'aspirer pendant une plus grande fraction de la course. En outre, la bosse B est supprimée.

M. Mékarski, dans un essai fait à Nantes, a cherché, au contraire, à faire disparaître la bosse H due à la surpression du refoulement. Dans ses installations, le compresseur refoule toujours à la même pression dans les réservoirs ; il en résulte que la soupape de refoulement doit toujours s'ouvrir au même point; un excentrique, monté sur l'arbre et actionnant un petit levier traversant la chapelle de la soupape, opérait le soulèvement de cette soupape au moment voulu.

Enfin, M. Riedler s'est attaché seulement à faire disparaître les inconvénients dus à la non-fermeture des soupapes.

Les soupapes demandent un petit délai pour leur fermeture et, pendant ce court instant, restent ouvertes au commencement et à la fin de la course du piston : la soupape de refoulement laisse rentrer l'air comprimé (fig. 47), la soupape d'aspiration le laisse échapper au commencement du refoulement. Comme ce délai pendant lequel la soupape reste ouverte est constant, il s'ensuit que son importance croît avec la vitesse : si, par exemple, la soupape demande $^1/_{100}$ de seconde pour sa fermeture, et si, par impossible, le piston fait 100 oscillations par seconde, la soupape ne se fermera plus.

Nous verrons plus loin les dispositions prises par M. Riedler pour fermer mécaniquement les soupapes à l'instant voulu.

Dans tout ce qui précède, nous avons raisonné sur des diagrammes défectueux, pris sur des compresseurs en mauvais état, et avons exagéré les inconvénients pour les rendre sensibles; en réalité, pour de petites vitesses, les irrégularités du diagramme sont peu appréciables, et des dispositifs de commande délicats, traversant dans des presse-étoupes les chapelles des soupapes, sont peut-être des inconvénients plus grands que les imperfections qu'ils sont destinés à corriger. Des soupapes légères, avec des ressorts dont la tension est réglée convenablement par un mécanicien au courant de ses machines, paraissent être ce qu'il y a encore de mieux.

§ 11. Compresseurs Riedler.

L'usine de 8 000 chevaux du quai de la Gare, qui comprime l'air que la Compagnie Parisienne de l'air comprimé distribue à ses abonnés, est certainement l'une des plus importantes installations mécaniques de France. Le plan d'ensemble en a été conçu par M. Popp, les projets en ont été dressés par M. le Professeur Riedler, de Berlin, M. J. Leclaire a été l'entrepreneur général des travaux, et les usines de MM. Schneider et Cie, au Creusot, ont exécuté les machines et les chaudières.

Le *Génie Civil* (1) a, en 1893, donné une description générale et des plans de l'ensemble de la partie mécanique.

Nous compléterons ce qui a rapport aux compresseurs d'après le rapport que M. Riedler a fait sur cette installation et d'après des notes prises sur place.

Rappelons que les 8 000 chevaux sont partagés en quatre groupes, et que chaque groupe de 2 000 chevaux est formé d'un moteur à vapeur vertical à triple expansion. Au-dessus de chacun des trois cylindres à vapeur est monté en tandem un cylindre compresseur d'air à double effet. Deux de ces cylindres compresseurs A et B puisent l'air dans l'atmosphère, au-dessus de la toiture, et le refoulent dans un réservoir intermédiaire D (fig. 48), à une pression de 2,7 atmosphères ; le troisième cylindre C aspire l'air de ce réservoir par le tuyau E, et le refoule dans les réservoirs de l'usine à une pression variant à volonté de 7 à 8 atmosphères absolues.

La vitesse normale des machines est de 60 tours par minute; on peut la porter à 72 tours.

Les tiges des pistons des cylindres à vapeur sont, comme nous l'avons dit, prolongées par le haut, pour former les tiges des pistons à air; par le bas, elles sont également prolongées pour attaquer, par l'intermédiaire d'une bielle et d'une manivelle, un arbre horizontal I portant deux volants régulateurs H. Sur le même arbre I sont calés deux pignons J, commandant, par l'intermédiaire d'une transmission, l'arbre horizontal K, sur lequel sont calés les excentriques qui manœuvrent les distributeurs de vapeur et les cames qui ferment mécaniquement les soupapes et clapets des cylindres compresseurs.

(1) Voir le *Génie Civil*, t. XXIII, n° 10, p. 158.

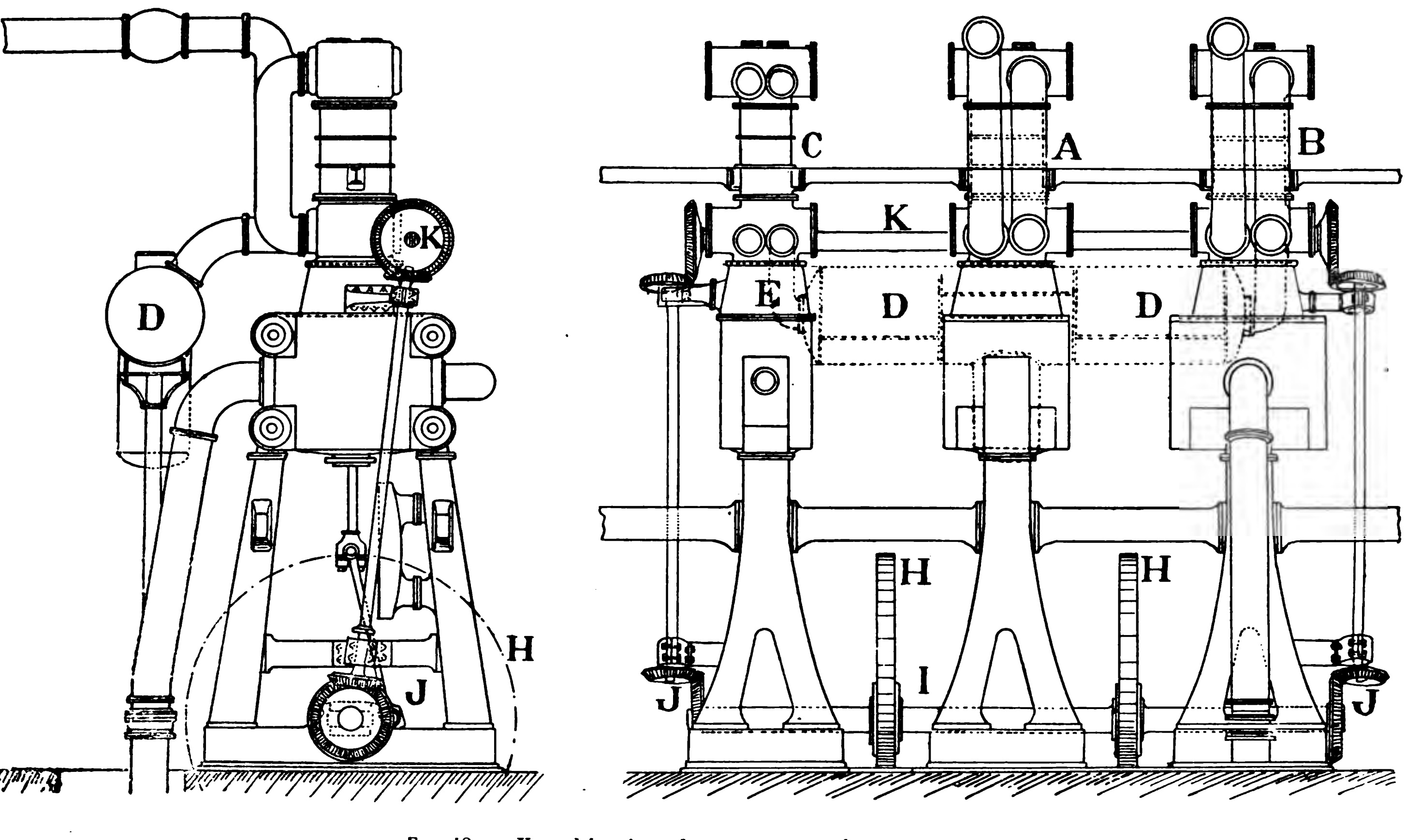


Fig. 48. — Vue schématique des compresseurs du quai de la Gare.

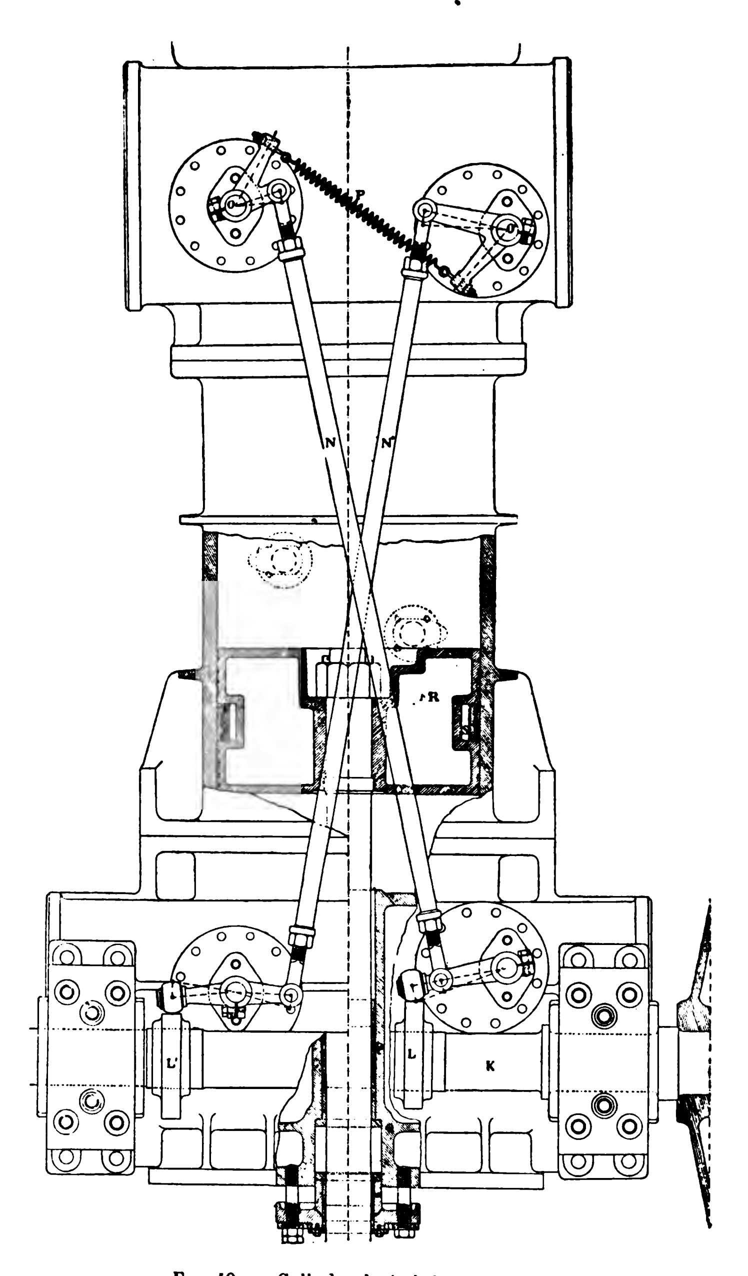


Fig. 49. — Cylindre à air à haute pression.

Les distributeurs de vapeur sont circulaires, du type Corliss ; ceux du cylindre à haute pression sont, pour l'admission, munis de déclics, avec possibilité de faire varier la période d'introduction ; ceux des moyen et grand cylindres n'ont pas de déclics.

La figure 49 est un schéma de l'un des cylindres compresseurs : en avant, on voit l'arbre horizontal K porté par des paliers boulonnés aux chapelles inférieures du cylindre. Cet arbre porte les cames L et L', faisant osciller, par l'intermédiaire de leviers, les axes M et M' qui portent les doigts de fermeture des clapets ou soupapes inférieurs. Les leviers calés sur les axes M et M' sont articulés à des bielles N et N', lesquelles commandent, par des leviers coudés, les axes O et O' qui portent les doigts de fermeture des clapets ou soupapes supérieurs. Un fort ressort à boudin P rappelle les axes des doigts de fermeture des soupapes quand cette fermeture est obtenue.

Avant de quitter la figure 49 pour donner la description des clapets, nous ferons remarquer la forme du cylindre compresseur, qui est en fonte, sans enveloppe d'eau ; il est boulonné haut et bas sur deux chapelles de forme carrée ; la tige de piston traverse la chapelle inférieure, qui est venue de fonte avec une gaîne Q, dans laquelle est logé un long presse-étoupes. Le piston lui-même R, que l'on voit en coupe, est boulonné à l'extrémité de sa tige. Il est en fonte et le joint est obtenu, d'une part, par huit petites gorges circulaires, d'autre part, par un anneau métallique logé dans une grande rainure S du piston et garni extérieurement de métal antifriction ; cet anneau métallique est repoussé contre les parois du cylindre par des ressorts d'acier.

La figure 50 est une coupe faite à travers la boîte à clapets supérieure. Cette boîte à clapets est divisée en deux compartiments par une cloison T ; dans chacun des deux compartiments se trouvent deux clapets en caoutchouc. Ceux d'aspiration, logés dans le compartiment de gauche, sont fermés par la traction d'une corde U fixée au doigt monté sur l'axe O ; ceux de refoulement, placés dans le compartiment de droite, sont fermés par l'abaissement du plateau V calé sur l'axe O'. On voit, au fond de la chapelle, les ouvertures des tuyaux de refoulement et d'aspiration ; les côtés sont fermés par des bouchons que l'on déboulonne pour la visite.

Ces clapets en caoutchouc se déchiquetaient avec une grande rapidité, surtout ceux du bas, qui claquent avec violence contre leurs sièges recouverts d'eau. On a obtenu un bon résultat en remplaçant la toile qui les renforçait par une toile métallique. De même, la

corde U se brisait continuellement, et on a dû la remplacer par une corde formée d'une toile triangulaire enroulée sur sa base et garnie de caoutchouc; par ce procédé, cette tige a une élasticité qui augmente

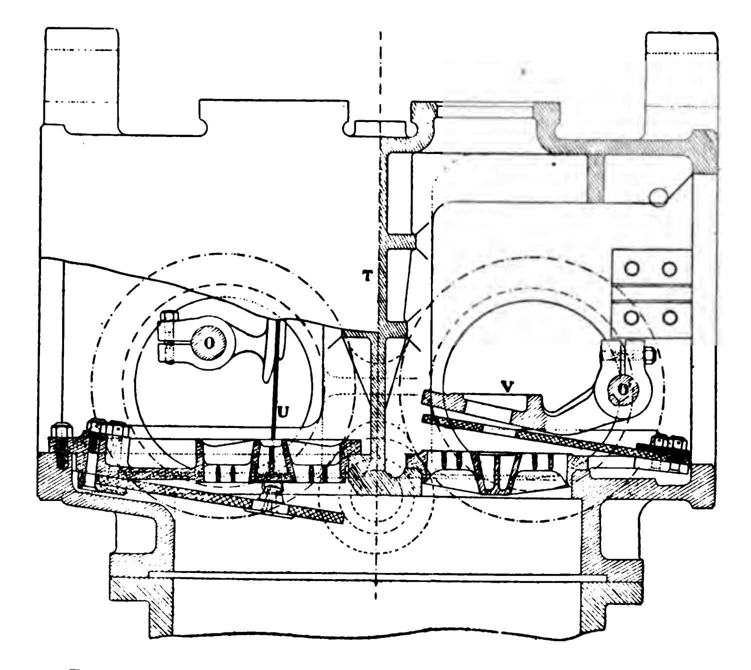


Fig. 50. — Chapelle supérieure du cylindre à air à haute pression.

à mesure qu'on s'éloigne de son attache avec le clapet, et cette flexibilité a assuré sa conservation.

Dans les cylindres à basse pression, les clapets d'aspiration sont remplacés par des soupapes à sièges. La figure 51 donne la disposition d'une soupape placée dans une chapelle inférieure. Le siège Y de la soupapes et fixé par des boulons y à la paroi supérieure de la chapelle formant le fond du cylindre; ce siège est venu de fonte avec un tube qui se termine à sa partie inférieure par un petit corps de presse Y'. La soupape X est elle-même en bronze et de forme annulaire; elle est reliée par les ailerons α à une partie centrale clavetée sur un tube de fer β terminé à sa partie inférieure par un piston Z logé dans le corps de presse Y'. Ce piston Z vient buter, à l'extrémité inférieure de sa course, contre une rondelle en caout-

chouc γ placée au sommet d'un cône δ boulonné à la paroi inférieure

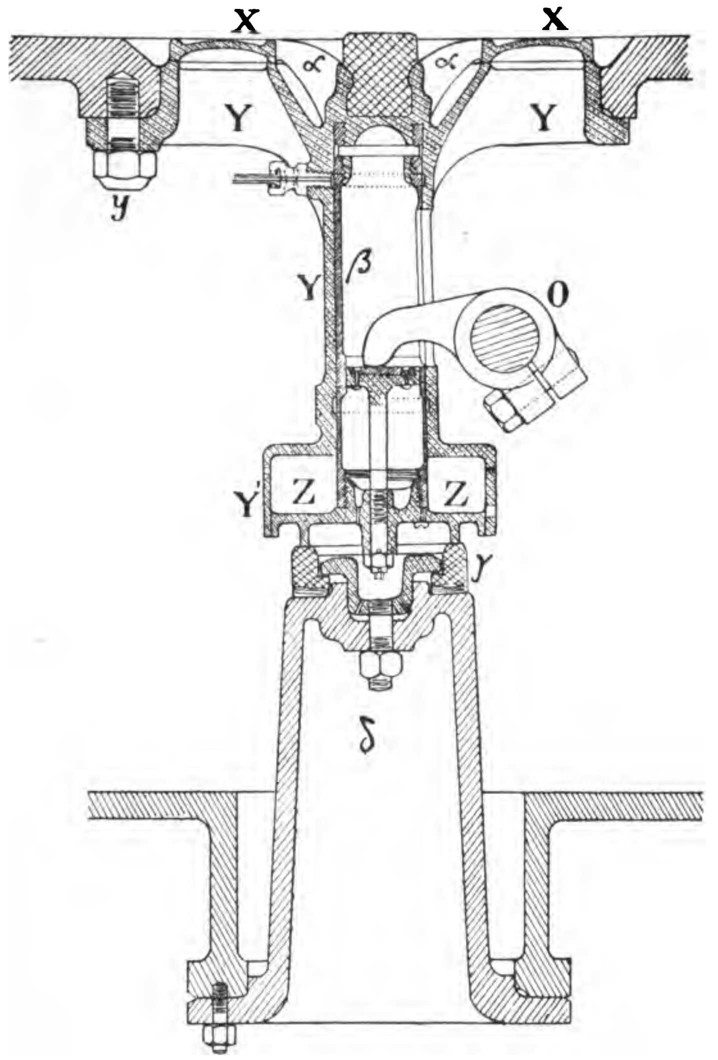


Fig. 51. — Soupape d'aspiration des cylindres à air à basse pression.

de la chapelle. Le cylindre Y' sert de cylindre à air et forme le ressort de rappel de la soupape ; à cet effet, il est percé d'un trou

dont le diamètre sert à régler la tension de cette sorte de ressort. Ce système a, sur les ressorts d'acier, l'avantage d'être toujours réglé et d'avoir une tension initiale nulle, ce qui permet le soulèvement de la soupape pour une petite différence de pression. Le doigt de fermeture, monté sur l'axe O, pénètre par une fente à l'intérieur du tube de fer qui forme la tige de la soupape, et appuie au moment voulu sur une butée disposée à cet effet à l'intérieur de la tige.

Le refroidissement de l'air est obtenu par des injections d'eau provenant d'une pompe de compression ; il y a des busettes d'injection dans les parois des cylindres, dans les chapelles et dans le réservoir intermédiaire.

Voici les dimensions principales de ces machines :

Puissance normale : 2000 chevaux indiqués, à la vitesse de 60 tours par minute.
Diamètres des cylindres à vapeur : petit, 0^m85 ; moyen, 1^m40 ; grand, 2 mètres.
Diamètres des cylindres compresseurs : petit, 0^m85 ; les deux grands, 1^m40.
Course commune des pistons : 1^m40.
Timbre des chaudières, 12 kilogr.

Une machine pèse 450 tonnes ; sa hauteur est de plus de 12 mètres ; trois étages de planchers en permettent la visite.

La réception des machines à vapeur a eu lieu en 1893. Lors de ces essais, qui ont duré 8 heures, les machines à vapeur ont développé, dans leurs trois cylindres, 1 996,5 chevaux indiqués. La consommation de charbon brut a été de 10 424 kilogr. ; en déduisant de ce chiffre 5,4 % pour les cendres et 0,6 % pour les fuites de vapeur et les condensations, on est arrivé au chiffre de 1 170kg32 pour la consommation par heure de charbon net. Soit, par cheval-heure :

$$\frac{1170,30}{1996,50} = 0^{kg}586$$

de charbon pur par cheval indiqué.

M. le professeur Gutermuth a relevé en même temps des diagrammes dans les compresseurs et les cylindres à vapeur. La courbe des diagrammes pris dans les compresseurs répond à peu près exactement à l'équation :

$$pv^{1,3} = \text{constante}.$$

Voici les résultats de ces expériences :

	1er essai.	2e essai.
Nombre de tours par minute.	50	40
Rendement mécanique total	84 °/o	89 °/o
Pression finale de l'air en kilogr. effectifs par centimètre carré.	5kg25	6kg00
Volume de l'air aspiré par cheval-heure, indiqué aux cylindres à vapeur.	$10^{m3}350$	$10^{m3}370$
Rapport du travail de compression au travail théorique.	1.281	1.192

La moyenne de ces deux derniers rapports est de 1 237.

Le rendement réel du travail de compression des appareils que nous venons de décrire est donc :

$$\frac{1}{1.237} = 80{,}84\ {}^{\circ}/_{\circ}.$$

La pression de 6 atmosphères effectives ou de 7 atmosphères absolues répond à un rapport de compression de 1 à 7. Si on reprenait l'air à cette dernière pression, pour lui faire subir une seconde compression égale, on aurait besoin d'une seconde série de machines identiques, et la pression finale serait de 49 atmosphères environ, ce qui est un peu supérieur à la pression employée sur les tramways Nogentais.

Supposons que le rendement du second groupe de compresseurs, comprimant de 7 à 49, soit le même que celui du premier, il faudra également un cheval indiqué pour $10^{m3}36$ d'air aspiré; la compression de ce volume d'air, de 1 à 49, aura donc employé au total deux chevaux-heures.

Or $10^{m3}36$ d'air pèsent, à la température moyenne de l'atmosphère, $12^{kg}7$. On peut donc tirer, de ce qui précède, la conclusion suivante :

Les compresseurs de la Compagnie Parisienne d'air comprimé peuvent comprimer, à 49 atmosphères, $6^{kg}35$ d'air par cheval indiqué. La consommation de charbon pur par cheval indiqué est, du reste, d'après les essais, de $0^{kg}586$.

En tenant compte d'un entretien moins parfait des machines, on peut donc dire, qu'en marche ordinaire, il est possible d'arriver à produire 6 kilogr. d'air à 45 atmosphères, en brûlant 1 kilogr. de charbon brut.

Voici, pour compléter ce qui a rapport au prix de revient de l'air comprimé, ce que coûte à la Compagnie Parisienne la compression

d'un mètre cube d'air ; ce prix de revient est extrait d'un intéressant rapport de M. Popp :

1° Quantités :

Nombre de mètres cubes aspirés à 15° centigrades :	pendant un mois.	18.480.600 m³
	par jour.	616.020
Nombre de chevaux-vapeur développés :	pendant le mois. .	1.720.218
	par jour	57.340
	par heure	2.389
Charbon brut brûlé : pour la compression de l'air . . . . 1.653.137 kg ; pr éclairage électrique 19.154	par mèt. cube d'air.	0 kg 0894
	par cheval	0 9610
	par 1.000 tours. .	449.796
Consommation par 100 mètres cubes d'air aspiré de :	Valvoline.	0 kg 00616
	Oléonaphte. . . .	0 02060
	Suif.	0 00129
	Graisse.	0 00146
	Chiffons	0 01353

2° Prix :

Charbon : 1 672 291 kilogr. à 30 fr. 87 les 1 000 kilogr. . Fr.	51.623 65
Briquettes : 5 000 à 41 fr. 74 les 1 000 kilogr.	208 70
Eau.	500 »
Graissage et chiffons d'essuyage.	4.245 15
Redevance à la ville..	3.000 »
Dépenses diverses	5.521 »
Appointements totaux du personnel et main-d'œuvre. . . .	16.727 30
TOTAL . . . . . . Fr.	81.825 80
Prix de revient du mètre cube d'air aspiré	0f 004428
Ou, en rapportant ce prix au kilogramme d'air.	0f 0036

D'après ce qui précède, la compression à 45 atmosphères coûterait le double, ce qui donne 0 fr. 0072 pour prix du kilogramme d'air, ou 7 fr. 20 pour prix de revient de la tonne d'air comprimé à 45 atmosphères.

§ 12. ESPACES MORTS.

Quand le piston d'une machine de compression arrive à la fin de sa course, il laisse entre lui et le fond du cylindre un jeu, ou espace mort, rempli d'air comprimé à la pression du réservoir. Ce jeu ne doit pas être, dans une machine bien construite, supérieur au vingtième du volume engendré par le piston; on arrive même à descendre au centième dans certains grands compresseurs. Cet espace mort a l'avantage de faire coussin d'air au bout de la ourse du piston et d'éviter les coups de bélier dans le cas où les

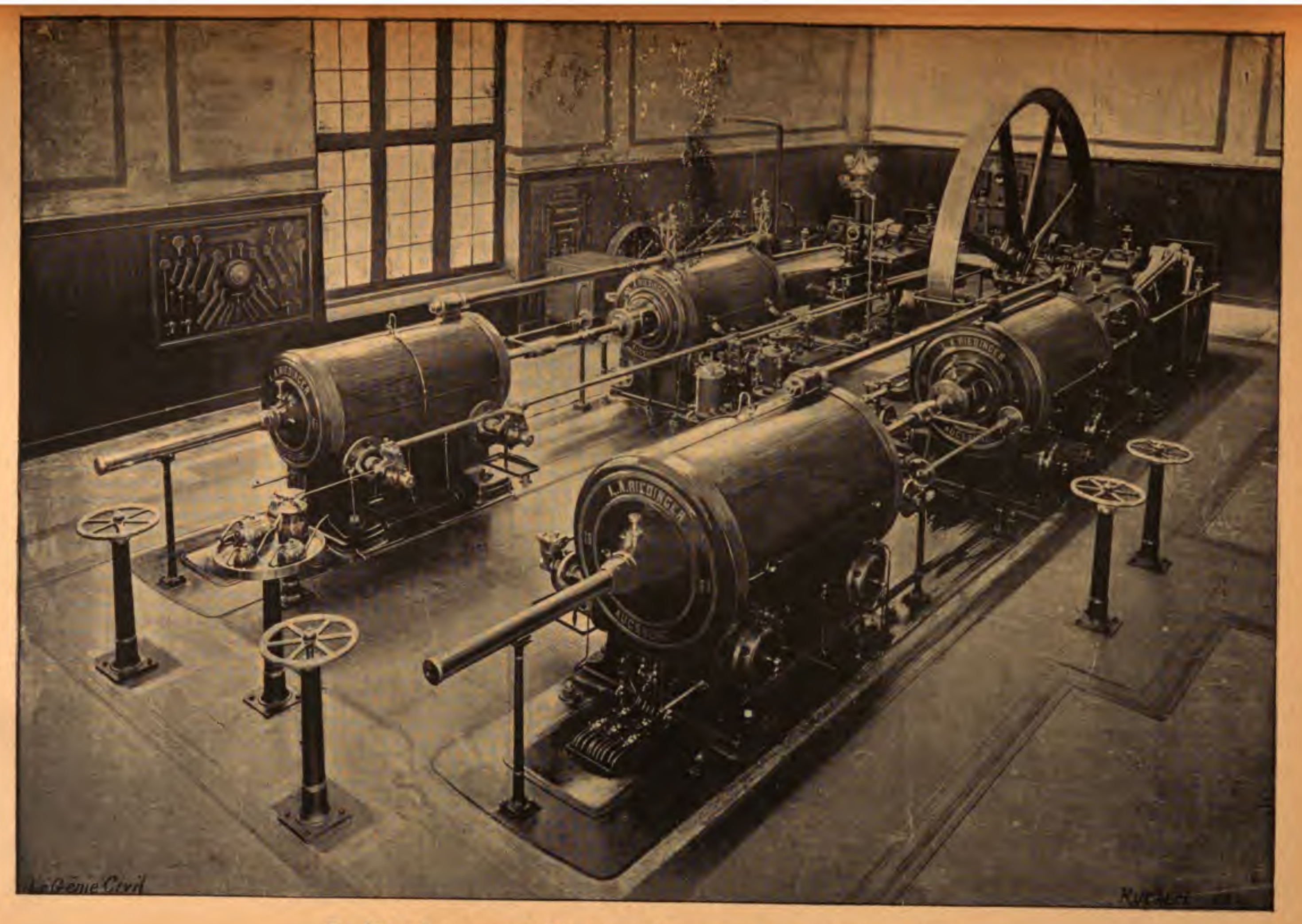


Fig. 52. — Compresseurs d'air à distributeurs, genre Corliss, système Strnad.

soupapes sont fermées mécaniquement; en outre, comme l'air de cet espace se détend au commencement de la course suivante, il rend à ce moment en force motrice le travail qui a été dépensé pour le comprimer. Maintenu dans de faibles limites, l'espace mort n'a donc pas d'inconvénients.

Dans la course d'aspiration, la soupape d'aspiration ne commence à se lever que quand la tension de l'air qui était dans l'espace mort devient inférieure à celle du réservoir dans lequel s'effectue l'aspiration, à la pression atmosphérique, si le compresseur aspire dans l'atmosphère. Si on comprime à 20 atmosphères de l'air pris à la pression atmosphérique et si le volume de l'espace mort est le vingtième du volume du cylindre, il est facile de voir que, seulement à la fin de la course d'aspiration, la tension de l'air de l'espace mort sera descendue à la pression atmosphérique et que, dans ces conditions, la soupape d'aspiration ne se soulèvera plus. Ce phénomène se produira encore, en partie, si la soupape, au lieu d'être soulevée automatiquement par une différence de pression, était manœuvrée mécaniquement : l'air n'entrerait dans le cylindre que quand celui de l'espace mort se serait échappé, et il y aurait encore retard à l'aspiration si cet air était en grand volume et à haute pression.

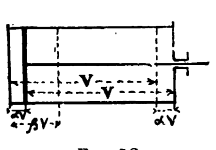


FIG. 53.

Désignons (fig. 53) par V le volume du cylindre, par αV le volume de chacun des espaces nuisibles supposés égaux, par βV le volume engendré par le piston avant l'ouverture de la soupape d'aspiration, et enfin par ρ le rendement en *volume* du compresseur, c'est-à-dire le rapport du volume d'air aspiré au volume engendré par le piston; nous aurons :

$$\rho = \frac{V(1-\beta)}{V(1-\alpha)} = \frac{1-\beta}{1-\alpha}. \qquad [1]$$

Désignons par p_0 la pression du réservoir où l'on aspire, et par p la pression du réservoir où l'on comprime; nous avons, en appliquant la loi de Mariotte au volume d'air logé dans l'espace mort :

$$\beta p_0 = \alpha p \qquad \text{et} \qquad \rho = \frac{1 - \frac{p}{p_0}\alpha}{1-\alpha}; \qquad [2]$$

si le compresseur aspire dans l'atmosphère :

$$p_0 = 1 \qquad \text{et} \qquad \rho = \frac{1 - p\alpha}{1-\alpha}. \qquad [3]$$

On voit que le rendement s'annule pour :

$$x = \frac{1}{p},$$

comme nous l'avions dit précédemment.

Quand le rapport de compression devient un peu élevé, le rendement volumétrique descend proportionnellement, à moins, ce qui est impossible, qu'on n'arrive à réduire l'espace mort dans le même rapport. C'est là une des raisons qui, indépendamment des autres considérations déjà développées, obligent à recourir, pour les hautes pressions, à la compression par étages.

Dans les pompes décrites jusqu'ici, un des buts de l'injection d'eau à l'intérieur des cylindres compresseurs était de remplir tout ou partie des espaces morts. Nous allons décrire un compresseur où l'on est arrivé au même résultat par un procédé mécanique.

§ 13. Compresseur a tiroir.

Comme second type de compresseur à distribution mécanique, nous allons décrire un compresseur à tiroir, et particulièrement celui de MM. Burckhardt et Weiss, de Bâle, lequel est, parmi les compresseurs de ce type, le mieux étudié et le plus parfait. Les figures 54 et 55 donnent les coupes longitudinale et transversale du cylindre compresseur, et la figure 54 les détails du tiroir. Ces figures sont extraites de la notice écrite sur ce compresseur par M. Weiss, l'un de ses créateurs. Le tiroir est commandé par un excentrique comme celui des machines à vapeur; il porte à sa partie centrale, un évidement qui permet de mettre en communication l'un des deux canaux qui partent des extrémités du cylindre avec la conduite d'aspiration qui aboutit en E, entre les deux canaux précédents. De part et d'autre de cet évidement, le tiroir est percé de deux ouvertures A qui, suivant la position de ce tiroir, mettent l'un des côtés du cylindre en communication avec la boîte à tiroir où débouche la canalisation d'air comprimé B.

Les ouvertures du tiroir par lesquelles l'air comprimé arrive dans la boîte sont recouvertes d'une plaque D formant soupape, laquelle est guidée par un boulon et maintenue par un ressort à boudin; cette soupape, que M. Weiss appelle plaque de *retenue*, a pour but de retenir l'air de la canalisation, et de l'empêcher de rentrer dans le cylindre avant la fin de la compression; elle ne se soulève que quand l'air

dans le cylindre est arrivé à une pression légèrement supérieure à celle de la canalisation.

Tel est, dans son ensemble, le compresseur à tiroir. Ses avantages sont une grande simplicité, la possibilité d'avoir une vitesse assez grande de rotation de l'arbre moteur, puisqu'il n'y a pas de pièces à mouvements automatiques, la facilité de donner de larges dimensions aux canaux pour l'aspiration et le refoulement. Les inconvénients sont : le jeu que prennent par l'usure les pièces de commande du tiroir, les grands espaces morts et le travail absorbé par le frottement du tiroir sur sa glace, lequel est assez notable, puisque ce tiroir est appuyé par une force égale à sa surface extérieure multipliée par la pression existant dans la canalisation.

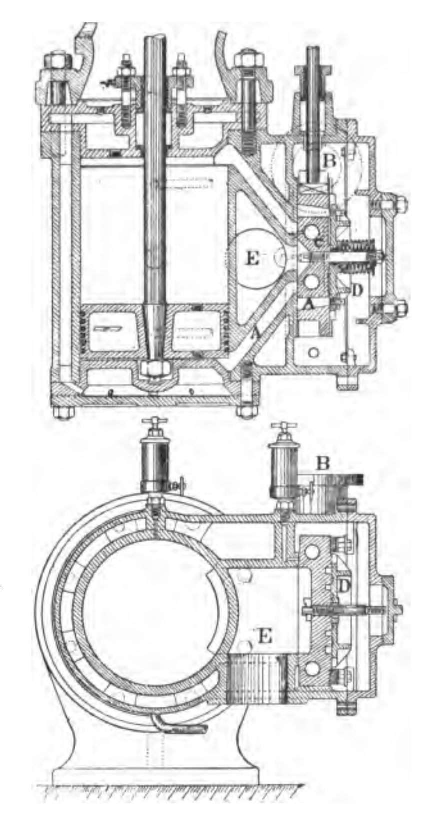


Fig. 54 et 55. — Compresseur Burckhardt et Weiss.

MM. Burckhardt et Weiss corrigent en partie le dernier inconvénient par des dispositions de graissage très bien étudiées, et celui des espaces morts par l'ingénieuse invention que nous allons décrire.

Quand le piston est arrivé à l'extrémité d'une course, dans la position que représente la figure 54, le tiroir est juste au milieu de sa course et les orifices d'aspiration et de refoulement sont fermés. Le tiroir est percé d'un canal circulaire C, qui contourne l'évidement de l'aspiration et qui débouche par deux petits orifices sur la glace du cylindre. La situation de ces petits orifices est telle, que quand le tiroir est dans la situation

moyenne, ils débouchent juste en face des deux canaux qui aboutissent aux fonds du cylindre. Une communication se trouve donc ainsi établie entre les deux faces du piston, et l'air qui est comprimé à la fin de la course dans l'espace mort, se répand de l'autre côté du piston où vient de se terminer l'aspiration. La pression dans l'espace mort se compense avec celle de l'air qui vient d'être aspiré, c'est pourquoi M. Weiss donne au petit canal de communication qu'il a imaginé de percer dans le tiroir, le nom de canal de compensation.

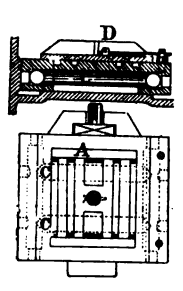


Fig. 56. — Détail du tiroir.

Si nous reprenons, comme l'a fait M. Weiss, le calcul du rendement volumétrique indiqué au § 12, et si nous désignons par p' la tension que prend l'air de l'espace mort en se répandant sur la face opposée du piston, nous avons, d'après la loi de Mariotte, la relation :

$$p \times \alpha V + p_0 V = p \alpha V + p' V \qquad p' = \frac{p\alpha + p_0}{\alpha + 1}.$$

La soupape d'aspiration s'ouvrira quand le piston aura parcouru un espace βV tel que cette pression p' soit devenue égale à la pression p_0 du réservoir où se fait l'aspiration. Cette condition donne :

$$p'\alpha V = p_0 \beta V \qquad \text{d'où :} \qquad \beta = \frac{p'\alpha}{p_0};$$

remplaçons p' par sa valeur et portons cette expression de β dans la relation :

$$\rho = \frac{1 - \beta}{1 - \alpha}, \qquad [1]$$

qui donne le rendement en volume, nous avons, en effectuant les opérations, la valeur nouvelle :

$$\rho_1 = \frac{1 - \frac{p}{p}\alpha^2}{1 - \alpha^2}, \qquad [4]$$

Si l'on aspire dans l'atmosphère $p_0 = 1$ et

$$\rho_1 = \frac{1 - p\alpha^2}{1 - \alpha^2}, \qquad [5]$$

le rendement ne s'annule que pour une valeur de p égale à $\frac{1}{\alpha^2}$. Le

dispositif de M. Weiss a donc pour effet de reculer de p à p^2 la limite de compression possible avec un même espace nuisible.

Si on applique ces formules [3] et [5] aux pressions en atmosphères de 1 à 6 et à deux hypothèses d'espaces nuisibles, soit $^1/_{100}$ et $^5/_{100}$, nous avons pour valeurs des rendements :

Pressions en atmosphères.	Rendements en volume. Sans compensation avec $\alpha = 1$ °/₀.	Sans compensation avec $\alpha = 5$ °/₀.	Avec compensation pour $\alpha = 5$ °/₀.
1.	1 »	1 »	1 »
2.	0,99	0,95	0,99
3.	0,98	0,89	0,99
4.	0,97	0,84	0,99
5.	0,96	0,79	0.99

On voit que le rendement en *volume* est toujours plus grand avec la compensation, mais que, pour un espace mort de $^1/_{100}$, la différence est peu sensible pour les rapports de compression généralement usités.

M. Strnad a recherché également le rendement *mécanique* dans les deux hypothèses d'un espace nuisible de 5 °/₀ corrigé par la compensation, et d'un espace nuisible de 1 °/₀ accepté sans amélioration. Le rendement mécanique est plus grand dans ce dernier cas.

MM. Burckhardt et Weiss ne font aucune injection d'eau à l'intérieur des cylindres compresseurs; mais il y a une circulation d'eau dans une double enveloppe des cylindres, de leurs fonds et d'une partie des canaux d'aspiration ou de refoulement. Nous avons reproduit déjà au § VIII un diagramme pris dans un de leurs compresseurs et avons fait remarquer que la courbe tracée par l'indicateur indique que ce mode de refroidissement combiné avec beaucoup de soin donnait de bons résultats.

§ 14. Compresseur a distributeurs circulaires.

Comme dernier exemple de compresseur étagé à distribution commandée, nous décrirons le compresseur étudié par M. Strnad pour l'usine de production d'air comprimé d'Offenbach, près de Francfort. La disposition d'ensemble de la machine et les tiroirs d'admission et de refoulement présentent des particularités intéressantes.

L'ensemble de l'installation comprend deux unités de 300 chevaux. Chaque unité est formée d'un moteur horizontal à vapeur, à double

expansion; la distribution de la vapeur dans les cylindres se fait avec des distributeurs circulaires genre Corliss; le petit cylindre est à détente variable.

L'air est comprimé dans la canalisation à 7 atmosphères absolues

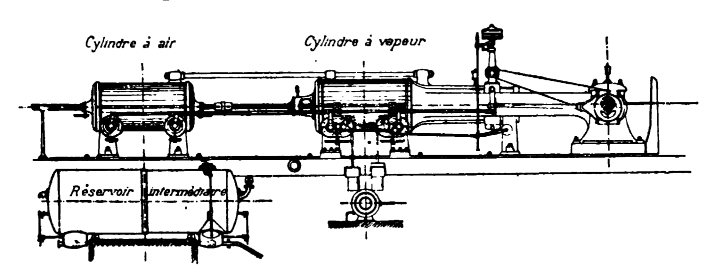


Fig. 57. — Compresseur Strnad.

en deux étages. Chacun des deux cylindres compresseurs est attelé en tandem à l'un des cylindres du moteur à vapeur.

La figure 52 (page 101) donne la vue d'ensemble de cette installation: au premier plan et en avant, on voit le cylindre compresseur à basse pression placé à la suite du cylindre à vapeur à basse pression, et au second plan sont les deux cylindres à air et vapeur à haute pression.

La figure 57 donne l'élévation de l'un des cylindres à vapeur et de l'un des compresseurs qui lui fait suite.

Le grand cylindre de 0^m65 de diamètre et 1 mètre de course aspire au dehors de l'usine par un tuyau de 0^m40 de diamètre, et comprime l'air à 2,8 atmosphères dans un réservoir intermédiaire de 3^m60 de longueur et de 1^m20 de diamètre, placé sous le sol. Le petit cylindre de 0^m40 de diamètre aspire l'air du réservoir intermédiaire et le refoule dans la canalisation principale de la ville, dont le diamètre est de 0^m300. L'injection se fait à l'aide d'eau comprimée. Une première pompe foulante envoie l'eau comprimée à 6 atmosphères dans le cylindre à basse pression et le réservoir intermédiaire. Une purge est établie dans ce réservoir pour enlever partie de cette eau. Une seconde pompe, comprimant l'eau à 12 atmosphères, envoie l'eau dans le petit cylindre. Ainsi que nous l'avons déjà dit, l'idée de pulvériser l'eau est abandonnée et on se contente de la lancer à l'intérieur du cylindre, pendant la compression, en un jet puissant qui se brise contre les parois et se mêle à la masse d'air.

La vitesse normale de la machine est de 50 tours par minute, mais peut être poussée jusqu'à 75 tours.

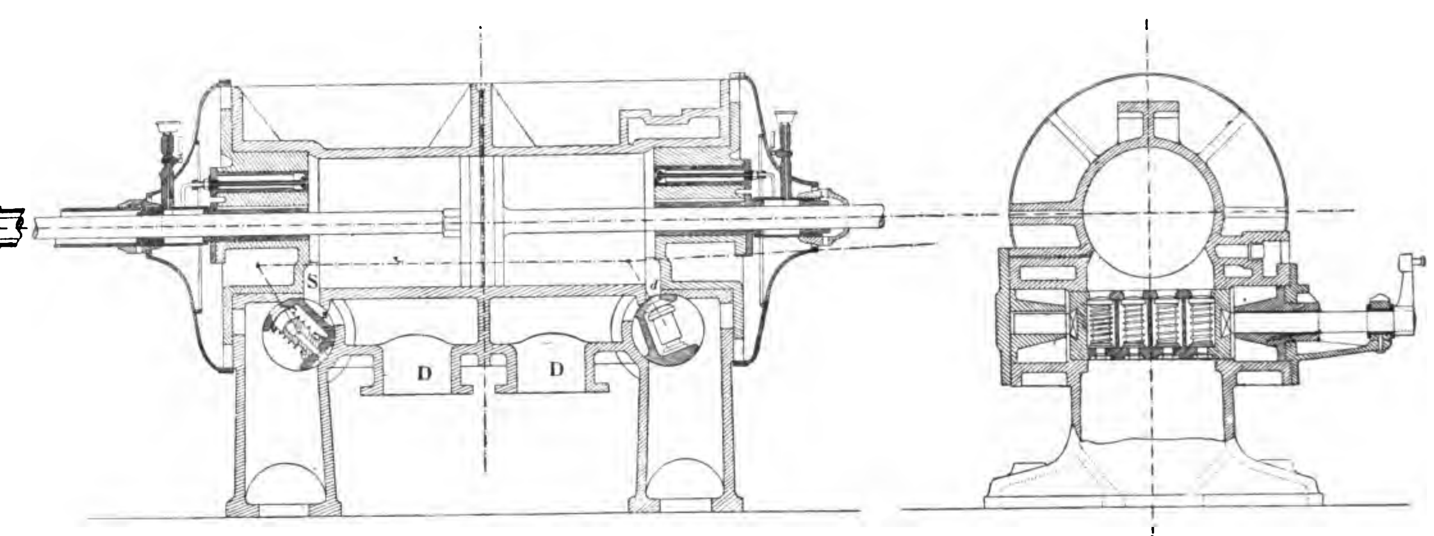


Fig. 58 et 59. — Coupes longitudinale et transversale d'un cylindre du compresseur Strnad.

On remarquera, sur la figure 57, les deux distributeurs circulaires placés à la partie inférieure du cylindre à air et commandés par une seule barre d'excentrique. Ces deux distributeurs circulaires, qui remplacent les soupapes, se voient en coupe transversale sur la figure 58 et en coupe longitudinale sur la figure 59.

La figure 58 est une coupe longitudinale du cylindre compresseur à haute pression; on voit, à la partie supérieure des fonds, le détail des deux tuyaux d'injection d'eau.

Les tuyaux d'aspiration et de refoulement sont à la partie inférieure du cylindre; le refoulement se fait par les tuyaux extrêmes et l'aspiration par le tuyau du milieu.

Dans la position du piston indiquée par la figure 58, l'air est aspiré à gauche par l'orifice S, passe par l'évidement *s* creusé dans le distributeur et entre dans le cylindre C. Le refoulement se fait à droite par l'espace *d*, la soupape logée dans cette partie du distributeur se soulève et l'air entre dans la canalisation D. L'ouverture et la fermeture de l'aspiration se font par une simple rotation du tiroir; mais, pour le refoulement, il y a addition d'une soupape qui empêche l'air comprimé de la canalisation de rentrer dans le cylindre et n'établit la communication que quand la pression de l'air comprimé dans le cylindre est supérieure à celle de la canalisation.

En résumé, dans cette distribution, l'ouverture et la fermeture de l'aspiration se font mécaniquement, ainsi que la fermeture de refoulement. Une fois le refoulement fermé par la rotation du distributeur, les soupapes logées dans le distributeur redescendent doucement sur leurs sièges, grâce aux ressorts à boudin qui les entourent. Si le réservoir dans lequel s'effectue la compression était toujours à la même pression, l'air comprimé dans le cylindre compresseur atteindrait la pression du réservoir quand le piston arriverait à un point déterminé et fixe; dans ce cas, les soupapes seraient inutiles et le mouvement oscillatoire du distributeur suffirait également pour l'ouverture de l'orifice de refoulement.

Ce genre de distribution permet de donner aux canaux d'aspiration et de refoulement une grande section, supprime le mouvement automatique des pièces mobiles et donne ainsi la possibilité de marcher à grande vitesse. Les espaces morts sont, en outre, très réduits; dans les compresseurs que nous venons de décrire, ils ne dépassent pas un pour cent du volume du cylindre.

Il a été relevé sur ces compresseurs un grand nombre de diagrammes

par M. le professeur Gutermuth, qui avait déjà fait le même travail sur les compresseurs de la Compagnie Parisienne de l'Air comprimé qui ont été décrits précédemment.

La figure 60 donne deux de ces diagrammes relevés en même temps, celui de gauche dans les deux cylindres à vapeur, celui de droite

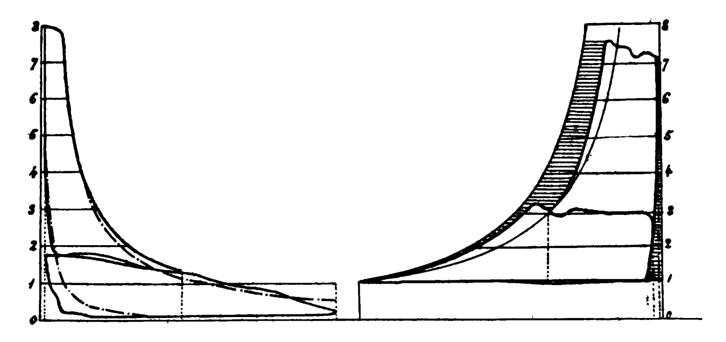


FIG. 60. — Diagrammes.

dans les deux cylindres à air. Les surfaces de ces diagrammes on été comparées, d'abord entre elles, puis aux surfaces des diagrammes théoriques que donne la courbe tracée d'après la loi de Mariotte.

Ces mesures ont été faites pour plusieurs allures de la machine, et M. Gutermuth les a consignées dans le tableau suivant, que nous extrayons du *Journal de l'Association des Ingénieurs allemands* :

NOMBRE DE TOURS (1)	PRESSION EFFECTIVE DE L'AIR DANS LA CONDUITE en atmosphères (2)	TRAVAIL THÉORIQUE pour COMPRESSION ISOTHERMIQUE (3)	RENDEMENT DU COMPRESSEUR (4)	TRAVAIL INDIQUÉ DANS LE CYLINDRE AIR (5)	PRESSION MOYENNE dans LE GRAND CYLINDRE AIR (6)	TRAVAIL INDIQUÉ DANS LE CYLINDRE VAPEUR (7)	PRESSION MOYENNE dans LE GRAND CYLINDRE VAPEUR (8)	RENDEMENT MÉCANIQUE (9)
50	6,12	142,26	0,875	162,63	2.244	197,24	1.791	0,824
50,1	6,10	142,34	0,876	162,10	2.233	195,37	1.771	0,830
50,7	7,62	158,31	0,875	180,97	2.462	213,68	1.913	0,847
70,7	6,10	200,86	0,862	233,10	2.275	275,24	1.768	0.847

Il ressort des colonnes 3 et 5 de ce tableau que le travail mesuré d'après le diagramme pris dans le cylindre à air est de 15 à 16 °/₀ supérieur à celui que l'on déduit de la loi de Mariotte.

La comparaison des travaux indiqués dans les cylindres à air et à vapeur (colonnes 5 et 7) montre que le travail produit dans le cylindre à air est les 83 centièmes environ de celui produit dans le cylindre à vapeur.

Si, au lieu de comparer les surfaces des diagrammes, on recherche le nombre de mètres cubes produits par cheval, on a les résultats inscrits dans le tableau suivant, lequel se rapporte aux mêmes essais :

NOMBRE DE TOURS PAR MINUTE	PRODUCTION THÉORIQUE D'AIR PAR HEURE en mètres cubes	CALCUL D'APRÈS LE DIAGRAMME		PRODUCTION THÉORIQUE d'après LA LOI DE MARIOTTE par cheval INDIQUÉ AU COMPRESSEUR	PRODUCTION RÉELLE par cheval INDIQUÉ AU COMPRESSEUR en mètres cubes	PRODUCTION RÉELLE par cheval INDIQUÉ AU MOTEUR en mètres cubes
		de la production effective d'air par heure en mètres cubes	du rendement en volume			
(1)	(10)	(11)	(12)	(13)	(14)	(15)
50,0	1.956,81	1.904,8	0,971	13.755	11,71	9,66
50,1	1.960,72	1.910,8	0,972	13.775	11,78	9,78
50,7	2.230,76	1.928,5	0,970	12.524	10,66	9,02
70,7	2.766,93	2.689,1	0,970	13.775	11,54	9,77

Il résulte de la colonne 15 de ce tableau, et de la colonne 2 du tableau qui le précède, qu'un cheval indiqué au moteur produit 9^{m^3} 77 d'air à 6^{atm}10 effectives ou 7^{atm}10 absolues.

Si l'on reprenait, avec des machines identiques, l'air ainsi obtenu pour le comprimer à nouveau dans le même rapport, on dépenserait encore un cheval indiqué, et la pression finale des 9^{m^3}77 d'air aspirés par le premier compresseur serait de 50 atmosphères.

Comme 9^{m^3}77 d'air pèsent environ 12 kilogr., on peut dire, d'après les tableaux qui précèdent, que l'on peut comprimer 6 kilogr. d'air à 50 atmosphères par cheval indiqué.

C'est à peu près le résultat fourni par l'étude des compresseurs de la Compagnie Parisienne d'Air comprimé.

La consommation d'eau par mètre cube est de 2^{l}55.

§ 15. Conclusions.

Les divers types de compresseurs que nous venons de décrire présentent tous une originalité et un progrès :

M. Sommelier emploie l'eau comme piston, et le cylindre est constamment rafraîchi par la circulation de l'eau.

M. Colladon imagine l'injection d'eau sous pression à travers la masse d'air pendant qu'on la comprime.

M. Mékarski emploie les compressions étagées et, après chacune de ces compressions, ramène l'air à la température initiale par son passage dans un réservoir intermédiaire. Dans son compresseur de la marine, il remplace ce réservoir par un serpentin plongé dans un bac, ce qui permet de supprimer l'injection d'eau. Le réservoir intermédiaire est le plus grand progrès réalisé pour les compresseurs à haute pression.

MM. Popp et Riedler créent les gigantesques compresseurs de la Compagnie Parisienne d'Air comprimé; ils peuvent réunir dans cette vaste installation tous les perfectionnements connus tant pour la machine à vapeur que pour le compresseur. Ils arrivent ainsi à faire baisser la consommation de charbon par cheval-heure ou par kilogramme d'air comprimé produit à des limites non encore atteintes.

MM. Burckhardt et Weiss imaginent la compensation pour les espaces morts et rendent ainsi les compresseurs à tiroir pratiques. Enfin, M. Strnad réussit à appliquer aux compresseurs les distributeurs circulaires Corliss.

De ces diverses descriptions résultent les règles principales suivantes à suivre pour l'étude de l'ensemble d'un projet :

Employer des compresseurs verticaux; les soupapes seront métalliques, à larges orifices; leur mouvement pourra être automatique ou commandé mécaniquement, les deux systèmes ayant leurs avantages et leurs inconvénients qui semblent se balancer. La vitesse du compresseur ne dépassera pas 100 tours par minute. Le rapport de compression sera compris entre 3,5 et 5 et après chaque compression, l'air passera dans un réservoir intermédiaire où il sera refroidi.

Le cylindre et ses fonds seront à double enveloppe pour permettre une circulation d'eau froide, ou encore il sera plongé dans un bac. Il sera fait une injection d'eau à l'intérieur du cylindre à l'aide d'une pompe de compression commandée par la machine du compresseur, afin que le débit de l'eau varie avec la vitesse.

Pendant les gelées, l'injection d'eau à l'intérieur du cylindre pourra être supprimée et le réservoir intermédiaire pourra être remplacé par de longs serpentins plongeant dans des bacs.

Enfin, on devra employer de fortes unités plutôt que d'augmenter le nombre des machines.

Dans ces conditions, avec des machines de plus de 300 chevaux, on arrive à comprimer à 45 atmosphères, 6 kilogr. d'air par cheval, et à ne brûler qu'un kilogramme de charbon par cheval.

CINQUIÈME PARTIE

Chargement des voitures et canalisation.

§ 1. Chargement a l'usine.

A sa sortie des compresseurs, l'air traverse des appareils appelés sécheurs, dans lesquels il se débarrasse de la plus grande partie de l'eau qu'il entraîne.

Le sécheur est construit comme les réservoirs d'air des voitures; c'est un cylindre en tôle d'acier de $0^m\,60$ de diamètre et de 2 mètres de hauteur, fermé par deux calottes. Il est partagé (fig. 61) par une cloison A en deux compartiments communiquant par un tube de 0,25 de diamètre environ. L'air arrive des machines par le tuyau C, placé latéralement, bute contre le tuyau B, descend à la partie inférieure du sécheur, traverse le tube B pour passer dans le compartiment supérieur et se rend dans la canalisation par le tuyau D. Les tuyaux d'entrée et de sortie d'air C et D sont munis de vannes permettant, en cas de besoin, d'isoler l'appareil. Deux sécheurs sont placés sur la même canalisation, et celle-ci est disposée de façon à pouvoir faire passer à volonté l'air dans les deux sécheurs ou seulement dans l'un des deux. Dans sa course, plusieurs fois déviée à travers le sécheur, l'air se débarrasse de la plus grande partie de l'eau qu'il entraîne; cette eau retombe à la partie inférieure de l'appareil et s'échappe par le tuyau EF, à l'extrémité duquel est le robinet à boisseau F. L'ouverture de ce robinet de purge est réglée suivant la quantité d'eau que l'air abandonne dans le sécheur. Cette eau s'écoule par l'entonnoir G dans le tuyau H, qui la conduit soit à l'égout, soit à un réservoir au cas où elle doit être réemployée.

L'air, débarrassé de la majeure partie de l'eau entraînée, se rend dans la canalisation.

Sur la figure 62, nous retrouvons, à gauche du dessin, le tuyau partant des sécheurs, lequel se rend directement à la rampe de chargement des voitures. Sur ce tuyau est branchée, en A, la canalisation AGFHBE qui se rend aux accumulateurs; sur ce dernier parcours, la canalisation traverse l'appareil F, auquel M. Mékarski donne le nom de déverseur, lequel est encadré entre les deux soupapes d'arrêt G et H : nous décrirons un peu plus loin ce dernier appareil.

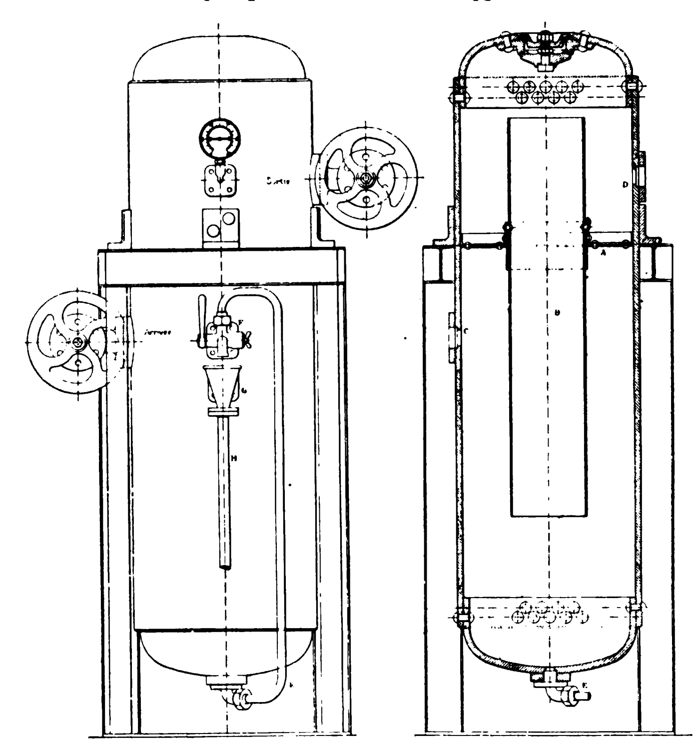


Fig. 61. — Disposition du sécheur.

Sur la droite de la figure, on voit une seconde canalisation CG'F'H'BE également branchée en C sur la conduite des sécheurs et traversant un second groupe de déverseur et soupapes. Cette seconde canalisation sert seulement dans le cas où le premier déverseur F est hors de service : dans cette hypothèse, les soupapes G et H sont fermées, et l'air, pour se rendre aux accumulateurs, prend le trajet ACG'F'H'BE, au lieu de prendre le trajet AGFHBE.

Enfin, un raccordement direct EID est établi entre la conduite des accumulateurs et celle de la rampe de chargement. Cette canalisation porte en D, à l'endroit où elle se raccorde avec la rampe de chargement, une soupape de retenue maintenue fermée par un ressort agissant de bas en haut et ne s'ouvrant que quand la pression dans la canalisation des accumulateurs est supérieure à celle qui existe dans la canalisation venant des sécheurs.

La figure 63 donne le détail d'un déverseur. Cet appareil, imaginé, comme le sécheur, par M. Mékarski, a pour but de ne laisser

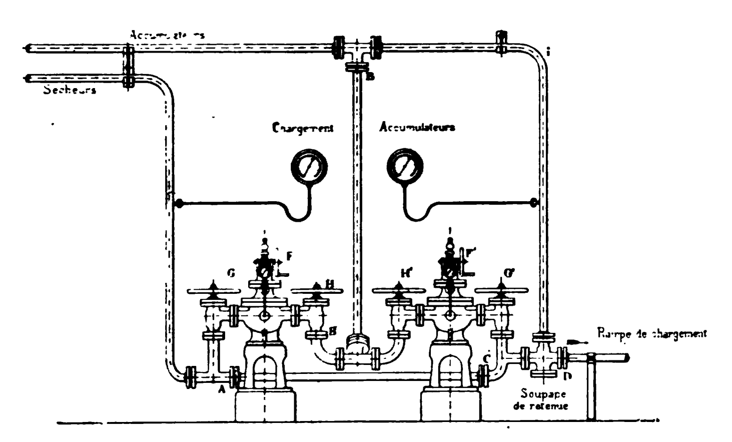


Fig. 62. — Installation des déverseurs.

passer l'air d'une partie de canalisation dans une autre, que quand cet air a atteint une pression déterminée par le mécanicien : ainsi la conduite C, venant des pompes, ne communiquera avec la conduite B, allant aux accumulateurs, que quand la pression de l'air venant des compresseurs atteindra 45 atmosphères, si l'appareil placé entre les deux conduites a été réglé pour cette pression. On voit que le but du déverseur est semblable à celui qu'atteint le régulateur des voitures ; aussi est-il construit d'une manière analogue. La soupape S, en forme de cloche, qui sépare les canalisations C et B est maintenue fermée par la pression d'un caoutchouc YY, sur lequel agit l'eau d'une petite presse hydraulique X. L'eau est comprimée dans cette presse à l'aide du piston creux V, que l'on enfonce plus ou moins, en tournant à la main le volant T calé sur la tige filetée U. Le piston creux V contient une petite quantité d'air

donnant de l'élasticité à la pression au cas de légères variations de volume; en outre, le fond de la presse est percé de trous, de manière que la pression communiquée à l'eau par le piston puisse se transmettre au diaphragme en caoutchouc YY agissant sur la soupape.

Revenons à la figure 62. Si la rampe de chargement des voitures est fermée, c'est-à-dire si on ne charge pas de voitures, l'air venant du

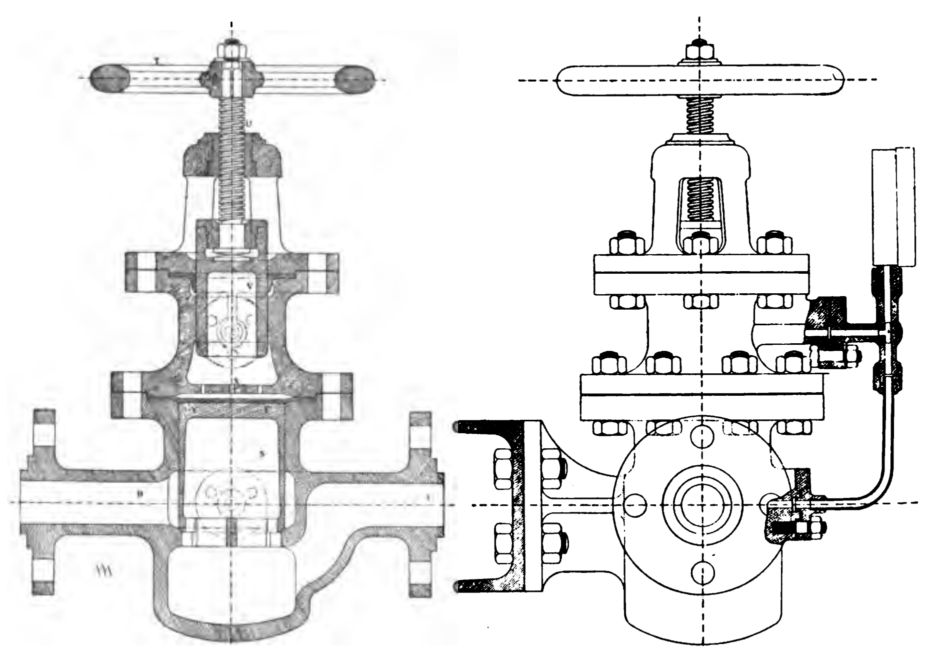


Fig. 63. — Détail d'un déverseur.

sécheur se rendra dans les accumulateurs dès que la pression atteindra celle pour laquelle on a réglé la petite presse hydraulique du déverseur, soit par exemple 45 atmosphères. Les accumulateurs se chargeront donc d'air à cette pression.

Supposons que l'on charge une voiture et que l'on ouvre par conséquent la rampe de chargement. La pression de l'air baissera immédiatement dans la canalisation des sécheurs, et la soupape de retenue D s'ouvrira, laissant pénétrer ainsi, dans la rampe de chargement, l'air venant des accumulateurs. Quand la pression dans les accumulateurs aura baissé au-dessous de la pression que peuvent

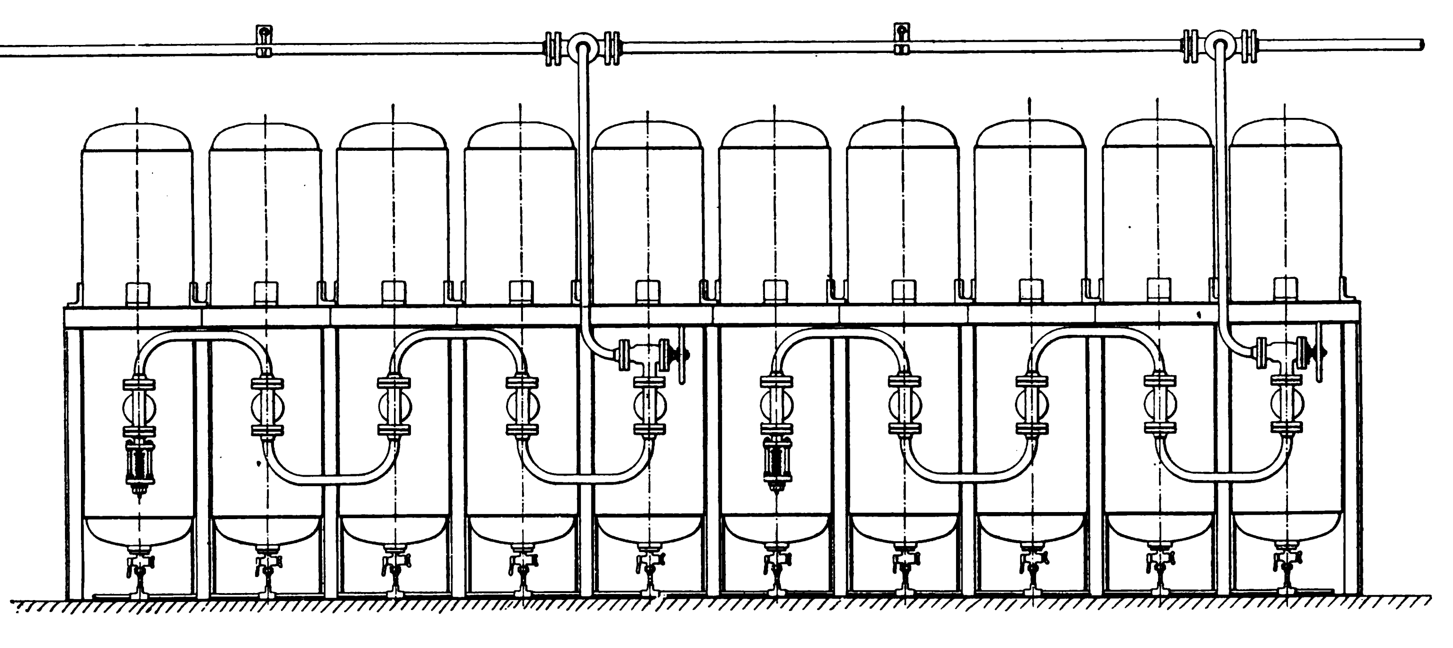


FIG. 64. — Batterie double d'accumulateurs, formée de 10 éléments de 500 litres chacun.

donner les pompes de compression qui continuent à envoyer l'air dans la canalisation des sécheurs, la soupape de retenue D se fermera et l'air comprimé venant des pompes se rendra directement dans les

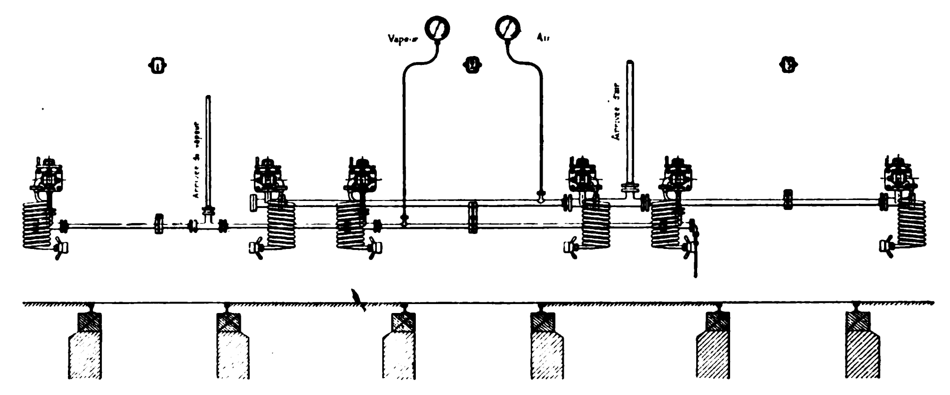


FIG. 65. — Ensemble de l'installation des bouches de chargement.

réservoirs de la voiture. Les choses continueront ainsi jusqu'à ce que l'air dans ces réservoirs ait atteint la pression de chargement de 45

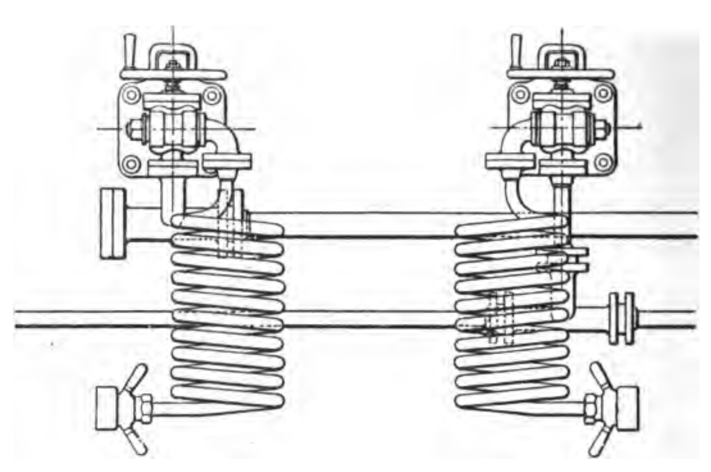


FIG. 66. — Détail des bouches de chargement.

atmosphères ; à ce moment, le déverseur laissera à nouveau passer l'air comprimé, lequel se rendra aux accumulateurs : la pression de

l'air dans les réservoirs de la voiture ne peut donc pas monter au-dessus de la limite fixée à l'avance, ce qui évite toute chance d'accident.

En résumé, grâce au mouvement automatique des soupapes, le chargement de la voiture se fait d'abord par l'air emmagasiné dans les

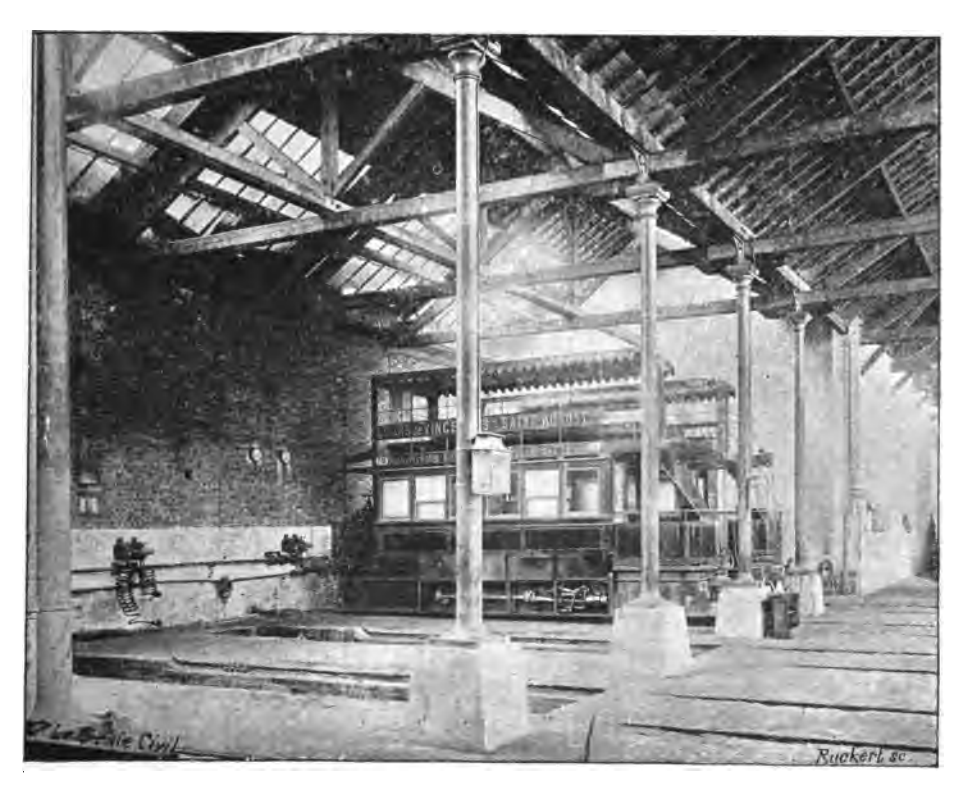


FIG. 67. — Chargement des voitures à l'usine de la ligne de Saint-Augustin à Vincennes.

accumulateurs, puis est complété par les pompes : la pression de chargement est limitée par le déverseur.

La figure 64 montre une batterie d'accumulateurs dans lesquels s'emmagasine l'air comprimé entre les chargements des voitures. Ces accumulateurs sont formés de cylindres en tôle d'acier de 500 litres de capacité chacun; leur nombre dépend de la puissance des machines et de l'écart entre les chargements. Sur la figure 64, la batterie des accumulateurs est partagée en deux sections, en sorte qu'avec les sou-

papes dont sont munies les canalisations, on peut isoler à volonté chacune des deux sections en cas de réparation. A l'extrémité gauche des canalisations des sections d'accumulateurs, on remarquera les soupapes de sûreté à ressorts. Chaque cylindre a 2m 30 environ de hauteur et 0m 60 de diamètre; il porte un trou d'homme à la partie supérieure et un robinet de purge à la partie inférieure; les brides des tuyaux d'arrivée d'air sont boulonnées à la partie centrale.

Le chargement dans l'usine se fait le long d'un mur, contre lequel aboutissent perpendiculairement autant de voies que l'on désire charger de machines à la fois. Ces voies sont munies de fosses permettant la visite des mouvements pendant le chargement (fig. 65). On voit contre le mur les conduites d'air et de vapeur sur lesquelles sont branchés les tuyaux aboutissant aux bouches de chargement.

Chacun de ces derniers branchements est mobile autour d'un axe horizontal et continué par un serpentin en cuivre rouge (voir le détail fig. 66), lequel est terminé par un raccord à oreilles, fileté et muni intérieurement d'un caoutchouc embouti en forme d'U formant joint autoclave. Les bouches de chargement de la voiture se trouvent sur le côté et sont terminées par une partie filetée. Le chargeur n'a qu'à relever le branchement mobile partant du mur, le pousser contre la bouche de la voiture, ce qui est facile à cause de la flexibilité du serpentin, et à faire effectuer deux ou trois tours au raccord fileté pour créer un joint étanche grâce au caoutchouc embouti.

La figure 67 montre une voiture pendant son chargement à l'usine; on voit également au premier plan deux bouches de chargement inoccupées.

§ 2. Chargement sur la voie publique.

Le tramway de Nogent-sur-Marne à Bry, appartenant aux Chemins de fer Nogentais, a été, croyons-nous, le premier où le chargement de vapeur et d'air comprimé des réservoirs des voitures ait été effectué loin des usines de compression d'air. Une canalisation de près de trois kilomètres de longueur amène l'air comprimé sur la place de Bry-sur-Marne à une bouche de chargement. Dans le voisinage de cette bouche se trouve un petit hangar, sous lequel est installé un groupe de deux petites chaudières verticales de 4m 50 de surface de chauffe chacune, produisant la vapeur à sept atmosphères nécessaire au chargement du réchauffeur d'air de la voiture. Une bouche de chargement de vapeur est installée près de celle de chargement d'air, en

sorte que l'approvisionnement d'air et de vapeur se fait en une seule fois.

Cette petite installation, construite en 1891 par M. Mékarski, est très suffisante pour un service au quart d'heure, et peut être prise comme modèle dans des cas analogues. La canalisation est faite avec des tuyaux en fonte de 3 centimètres de diamètre intérieur et de 1 centimètre d'épaisseur (fig. 68). Les tuyaux sont terminés par des brides venues de fonte et portant, l'une une gorge, l'autre une saillie circulaire, tournées toutes deux et pouvant pénétrer exactement l'une dans l'autre. On place dans la gorge circulaire, soit un anneau en plomb, soit une bague en cuivre rouge et, en serrant les boulons qui traversent les brides, on forme, en écrasant la rondelle de plomb ou de cuivre, un joint complètement étanche.

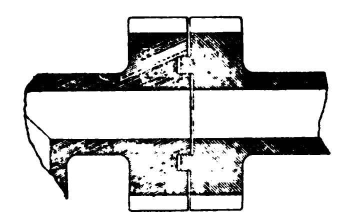


Fig. 68. — Joint de la canalisation de Bry.

Le petit hangar (fig. 69) où se trouvent les deux chaudières à vapeur (dont une de rechange) a 3 mètres de largeur sur 4 mètres de longueur. En face des chaudières sont rangés quatre accumulateurs d'air pareils à ceux que nous avons déjà décrits; leur capacité totale est de 2 mètres cubes; ils sont alimentés par la canalisation souterraine venant de l'usine centrale. L'air qui se rend à la bouche de chargement vient de ces réservoirs, en sorte que la voiture reçoit d'eux une première partie de son approvisionnement, et il ne vient de la canalisation qu'un complément, ce qui diminue la quantité d'air qui doit venir instantanément de l'usine; les pertes de charge se trouvent ainsi réduites.

Les bouches de chargement, placées le long de la voie, ont 1 mètre de hauteur. La liaison entre la voiture et chacune des bouches se fait à l'aide de deux tuyaux en cuivre portant des écrous à leurs extrémités, et se vissant, d'un côté, sur les bouches placées sur la voiture et, d'autre part, sur les bouches placées sur la voie.

En face de l'usine centrale des Chemins de fer Nogentais, la bouche de chargement, au lieu de sortir du sol, comme à Bry, s'arrête au niveau du sol et est cachée par une plaque en fer; l'installation est la même qu'à Bry, sauf que le tuyau de liaison en cuivre est plus long.

Le long de la voie du tramway de Saint-Augustin à
trouve, à la Villette, un chargement sur la voie pub
figure 70 donne une vue détaillée. Les bornes de ch
encore en saillie, mais le tuyau de raccord en cuivr
à chacune de ses extrémités est supprimé. M. Mékarsk
tuyau en cuivre qui monte dans la borne la forme d'un
façon qu'il ait une flexibilité suffisante pour être amené pa
poussée en contact avec l'automobile dont la bouche de
est placée latéralement. La liaison entre le serpentin et l
ne se fait plus, comme à Bry, par un simple écrou en b
l'ouvrier est obligé de serrer à fond pour obtenir le joint,

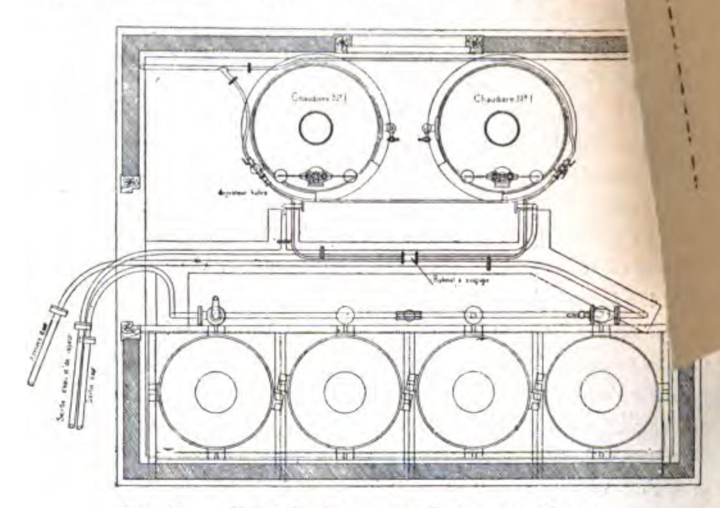


Fig. 69. — Usine de chargement de Bry-sur-Marne.

un raccord muni intérieurement d'un caoutchouc embouti en forme d'U, en sorte que deux ou trois tours donnés au raccord suffisent pour obtenir l'étanchéité. Un ouvrier met une demi-minute pour raccorder, par ce procédé, les réservoirs de l'automobile avec la canalisation fixe, et pour ouvrir les vannes laissant passer l'air ou la vapeur une fois le raccord fait. La durée totale du chargement d'une voiture en air et en vapeur est de deux minutes et demie, tout compris ; c'est moins de temps qu'il n'en faut pour la descente et la montée des voyageurs à une station, en sorte que ce chargement sur la voie publique est sans influence sur l'horaire de la marche des voitures.

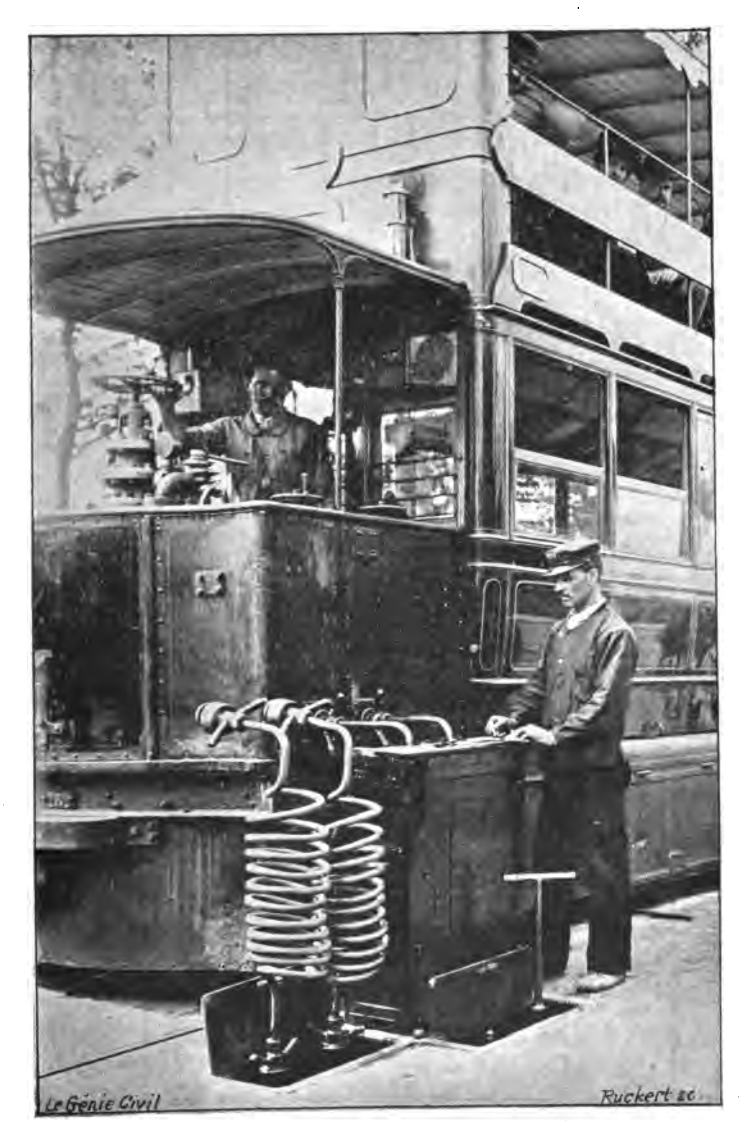


Fig. 70. — Chargement sur la voie publique des tramways de la ligne Saint-Augustin-Vincennes.

Comme dernier exemple de chargement sur la voie publique, nous allons décrire l'appareil automatique imaginé par MM. Popp et Conti pour leurs voitures à petits approvisionnements d'air et à chargements fréquents.

La bouche de chargement que porte l'automobile est placée dans son axe et à sa partie inférieure, de façon à s'ouvrir du côté du sol : la figure 71 la montre vue en bout, et la figure 73 vue de côté. Cette bouche A, de forme très allongée dans le sens de l'axe de la voiture, porte sur son pourtour un boudin *a a* en caoutchouc destiné à être

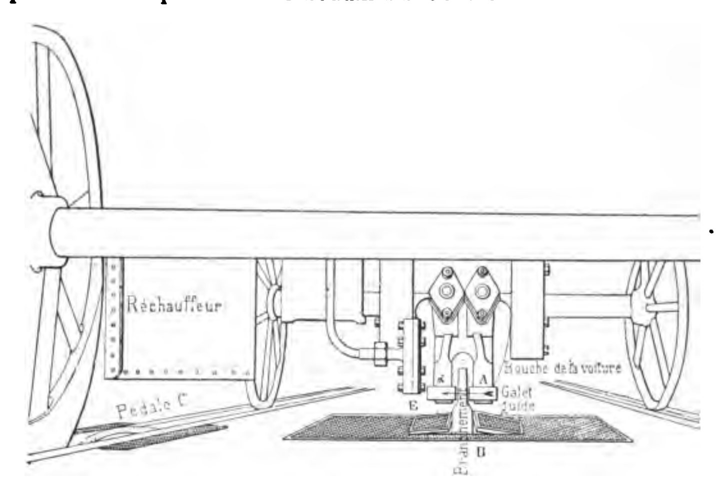


Fig. 71. — Vue en bout d'une bouche de chargement, système Popp et Conti.

gonflé et à faire joint étanche quand on y introduira le branchement B amenant l'air comprimé de la canalisation souterraine. L'extrémité du branchement B de la canalisation souterraine est fortement aplatie dans le sens de l'axe, de manière à s'engager et à être serrée entre les deux lèvres en caoutchouc de la bouche de chargement de l'automobile.

Voyons maintenant comment la manœuvre se fait automatiquement.

Le branchement vertical venant de la canalisation souterraine est placé dans l'axe de la voie. Quand l'automobile approche de ce branchement, l'une de ses roues d'avant appuie sur une pédale à ressorts *c*, placée entre l'un des rails et son contre-rail ; le mouvement de cette pédale fait tourner d'une dent une roue à rochets (fig. 72), qui commande un distributeur d'air comprimé communiquant avec la cana-

lisation et construit de telle façon qu'une rotation d'une dent de la roue à rochets l'ouvre, tandis qu'une rotation de deux dents le ferme. On voit que l'automobile ayant deux roues sur un même rail, ouvrira le distributeur au passage de la roue d'avant et le fermera quand passera la roue d'arrière.

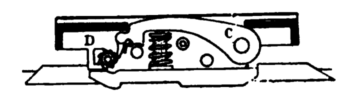


Fig. 72. — Vue de la pédale.

Le mécanicien ayant franchi la pédale, arrête sa voiture quand le branchement de la canalisation est à peu près en face de la bouche de l'automobile, ce dont il est averti par un repère placé sur la voie; du reste, la forme allongée de la bouche de chargement permet un certain jeu dans cette position d'arrêt. Cependant, l'ouverture du distributeur par la pédale produit plusieurs effets successifs : la plaque E, qui recouvre le puits où est le branchement souterrain, s'ouvre, ce branchement se soulève, venant s'engager entre les lèvres de la bouche de chargement de l'automobile, enfin, l'air de la canalisation s'introduit dans ce branchement, mais reste encore arrêté par un clapet placé près de son orifice supérieur.

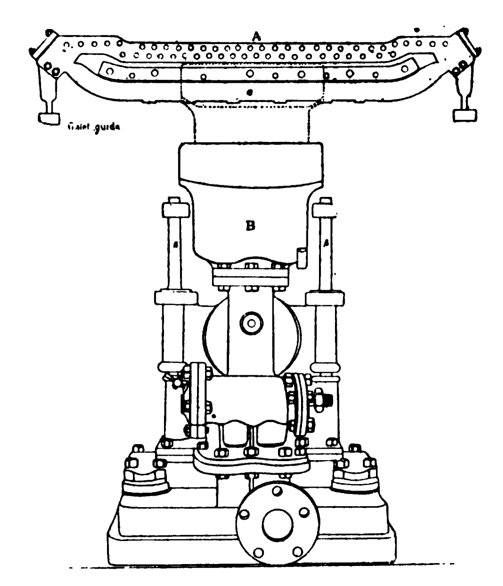


Fig. 73. — Vue latérale de la bouche de chargement, système Popp et Conti.

Les réservoirs d'air comprimé de l'automobile n'étant jamais complètement épuisés, le mécanicien fait communiquer ces réservoirs, à l'aide d'un robinet disposé à cet effet, avec les caoutchoucs qui contournent la bouche de chargement, et aussi avec cette bouche de chargement elle-même. L'air comprimé gonfle les caoutchoucs et fait joint,

puis ouvre le clapet placé à l'intérieur du branchement souterrain, et permet ainsi à l'air de la canalisation d'entrer dans l'automobile.

Quand la pression, dans les réservois de l'automobile, est devenue égale à celle de la canalisation, le clapet du branchement, n'étant plus sollicité par une différence de pression, se referme, la communication entre la canalisation et la voiture est coupée; le mécanicien en est averti par l'immobilité de son manomètre, et n'a qu'à fermer la communication de la bouche et des caoutchoucs avec les réservoirs de la voiture. Quand il s'éloigne, la deuxième roue de l'automobile passe sur la pédale, le branchement souterrain descend, et la plaque du puits qui le renferme retombe.

La figure 73 montre le branchement souterrain rentré dans le puits; le tracé en pointillé l'indique sorti et engagé entre les caoutchoucs de la bouche de la voiture. Ce branchement mobile est formé par le cylindre d'une presse à air dont le piston creux serait fixe et relié à la canalisation souterraine d'air comprimé. Les tiges BB servent de guides au cylindre de la presse pendant son soulèvement.

Nous terminerons ce que nous avons à dire sur le chargement des voitures loin des usines, en insistant sur la nécessité de bien débarrasser, pendant les grandes gelées, l'air comprimé de l'eau qu'il entraîne ou qui le sature si on ne veut pas voir le service de la ligne interrompu par l'obstruction des tuyaux ou leur éclatement. Les sécheurs arrêtent parfaitement l'eau entraînée, mais la vapeur d'eau qui sature l'air ne peut être enlevée qu'en faisant passer cet air dans des serpentins exposés au nord, de façon à l'amener à une température plus basse que celle de la canalisation souterraine. Une partie de la vapeur se déposera dans le serpentin et il n'entrera dans la canalisation que la quantité de vapeur correspondant à une température plus basse que cette dernière; cette vapeur entraînée ne se condensera donc pas et il n'y aura plus à redouter qu'en se congelant en anneaux concentriques elle finisse par boucher la canalisation.

§ 3. Canalisations d'air comprimé.

Les tuyaux en fonte sont aujourd'hui abandonnés pour les canalisations d'air comprimé : ils sont fragiles, d'une fabrication souvent défectueuse et ne peuvent pas être obtenus en grandes longueurs. Les tuyaux en fer n'ont aucun de ces inconvénients, et maintenant, grâce aux progrès réalisés dans la fabrication, leur prix ne dépasse pas sensiblement celui des tuyaux en fonte.

Ces tuyaux en fer sont actuellement fabriqués en enroulant à chaud un fer plat, préalablement chanfreiné sur ses deux bords longitudinaux; le rouleau ainsi obtenu est porté au blanc soudant, puis laminé entre un court mandrin circulaire du diamètre intérieur du tuyau, et deux cylindres à gorges, tournant en sens inverse, lesquels laissent entre leurs gorges un vide égal au diamètre extérieur du tuyau. L'énergique pression produite entre le mandrin et les cylindres soude parfaitement les deux rebords du fer plat, et le tuyau en fer soudé, ainsi fabriqué, présente la même résistance le long de la soudure que le long de toute autre génératrice.

La grande canalisation d'air comprimé à 80 atmosphères que M. Mékarski a construite entre Boulogne et Sèvres pour le service de la ligne de Paris à Versailles, a 4 200 mètres de longueur. Elle est for-

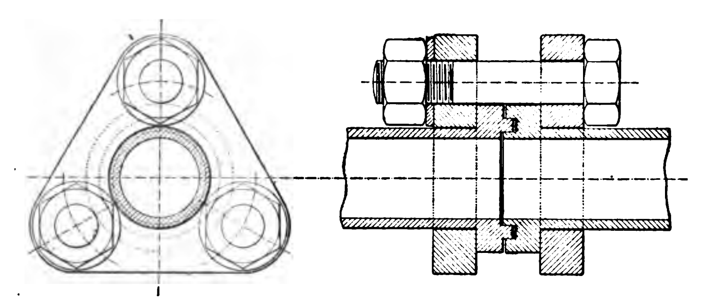


Fig. 74. — Canalisation de Versailles. Joint des tuyaux entre eux.

mée de tuyaux en fer soudé de $0^m 06$ de diamètre (fig. 74 et 75) et de $0^m 0075$ d'épaisseur. Aux extrémités d'un tuyau sont soudées des bagues de fer sur lesquelles sont tournés, d'un côté, un tenon circu-

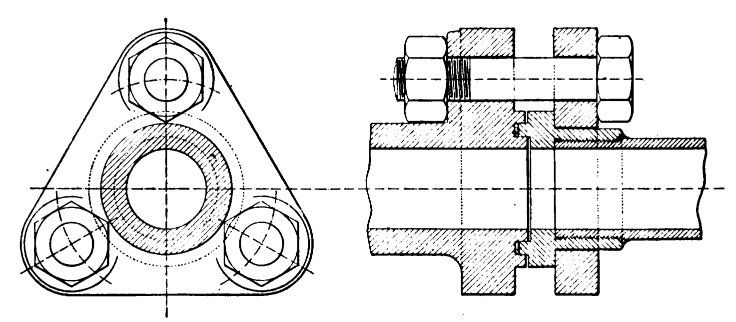


Fig. 75. — Canalisation de Versailles. Joint des tuyaux avec les pièces en fonte

laire, du côté opposé, une gorge pouvant loger le tenon précédent; c'est dans cette gorge que sera placé l'anneau de plomb ou de cuivre rouge dont le serrage produira le joint. Les deux brides sont mobiles : elles sont enfilées sur le tuyau avant la soudure des bagues; leur serrage est obtenu par trois boulons de 0m 032 de diamètre. On remarquera sur la figure 74 que la saillie et la gorge sont tournées à cheval sur la soudure et que, par suite, une fuite par cette soudure sera encore arrêtée par le joint. La mobilité des brides rend facile le remplacement d'un tuyau dans une canalisation existante. Si les brides sont fixes, la correspondance des trous ne s'obtiendra généralement pas à la fois aux deux extrémités du tuyau intercalé, et il sera nécessaire de démonter l'une d'elles. Si au contraire, elles sont mobiles, il suffit de les faire tourner sur elles-mêmes, pour amener la coïncidence des trous.

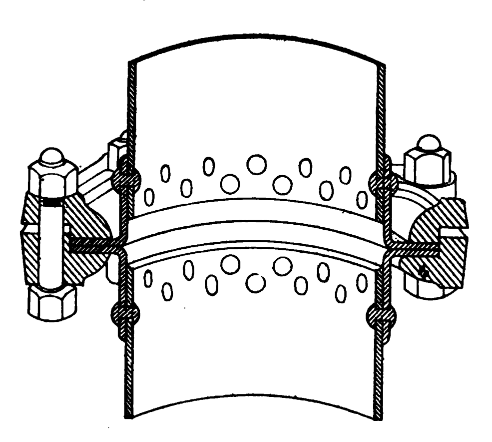


Fig. 76. — Joint à manchette.

La figure 76 donne le joint imaginé par M. Leclaire. A chaque extrémité du tuyau en fer, est rivée une manchette préparée à l'avance et portant elle-même le collet contre lequel vient s'appliquer la bride tournante. Chacune des deux extrémités à joindre étant ainsi munie de sa manchette et de sa bride, il suffit, pour produire le joint, d'interposer une matière quelconque entre les deux manchettes et de serrer les brides l'une contre l'autre au moyen des boulons de serrage.

La figure 77 représente le joint adopté par la Compagnie des chemins de fer Nogentais pour la canalisation d'air que j'ai fait établir entre Neuilly-sur-Marne et Vincennes, et dont la longueur est de 4 kilomètres. La question d'économie a fait renoncer aux brides mobiles : les extrémités des tuyaux en fer sont rabattues par-dessus les brides en fer, lesquelles sont brasées sur le tuyau. La canalisation a 0m 04 de diamètre intérieur, les parois du tuyau ont 0m 003 d'épaisseur, la pression

de l'air est de 50 atmosphères. Les tuyaux de ce système reviennent à 2 francs le mètre courant. Pour éviter les arrêts en cas d'accidents,

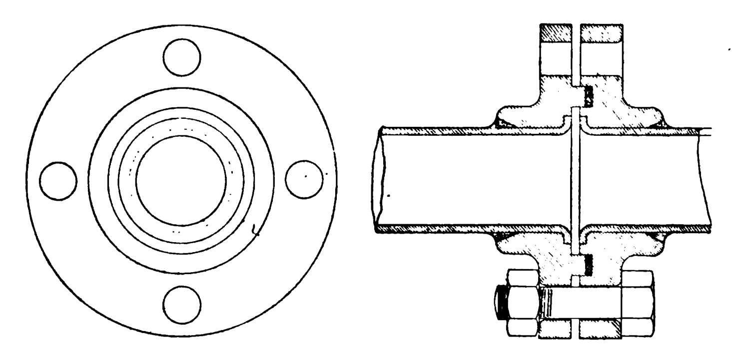


FIG. 77. — Canalisation de Nogent. Joint des tuyaux entre eux.

il y a deux canalisations parallèles, fonctionnant à la fois en marche normale. Aux points bas de chaque canalisation sont installés des pur-

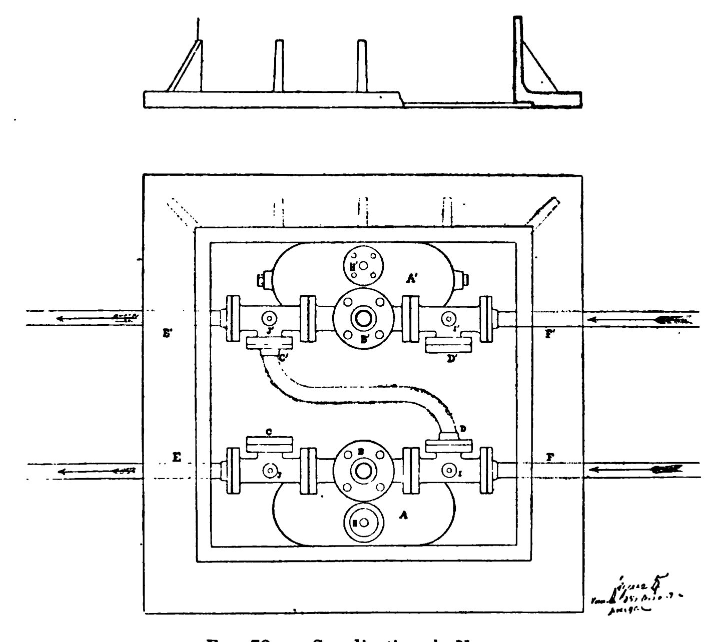


FIG. 78. — Canalisation de Nogent.
Vonne de sectionnement et robinets de purge. Plan.

geurs suivant la disposition indiquée par les figures 78, 79 et 80. Ces purgeurs sont formés de cylindres en fonte A portant deux tubulures destinées à recevoir, l'une le robinet de purge H, l'autre une vanne de sectionnement B. Cette vanne de sectionnement, montée sur la canalisation, est encadrée de deux tubulures C et D; supposons (fig. 78) que la canalisation E soit en réparation : on fermera la vanne B et on placera entre les tubulures D et C′ des canalisations parallèles, le tuyau en S indiqué en pointillé. Les tubulures I et J, placées près des branchements, servent à recevoir des manomètres. Enfin, tous les 10 mètres environ, sont intercalés, au départ de la canalisation, des tuyaux contournés en cuivre rouge, donnant de la flexibilité à l'ensemble de la conduite dans les hypothèses d'un tassement ou d'une dilatation produite par la chaleur de l'air comprimé à sa sortie des compresseurs.

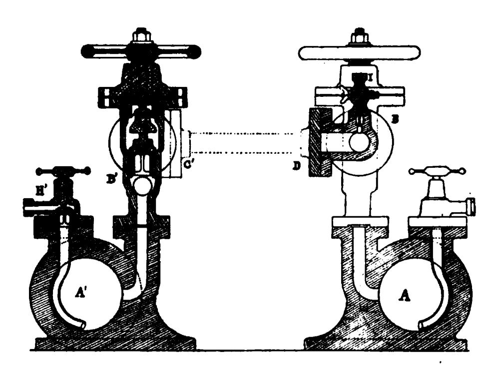


Fig. 79. — Coupe transversale de la vanne de sectionnement et du robinet de purge.

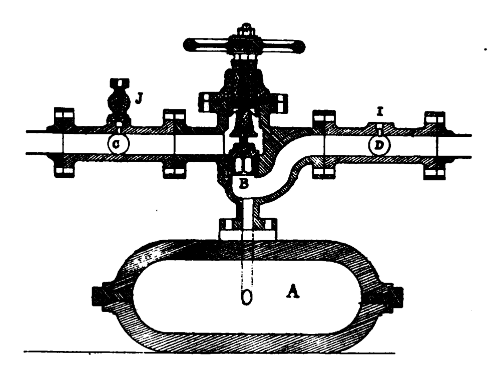
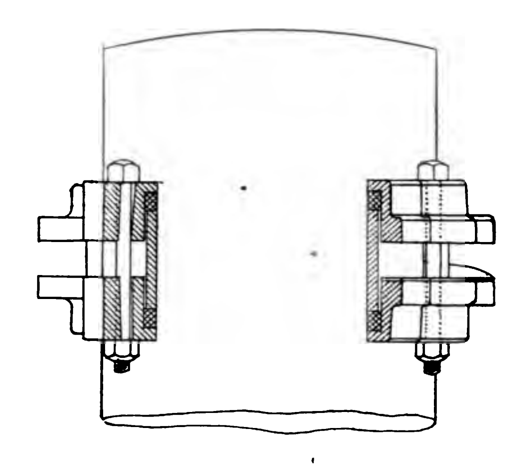


Fig. 80. — Coupe longitudinale de la vanne de sectionnement et du robinet de purge.

Cette tuyauterie a été exécutée par M. Roiran, chef de dépôt des Chemins de fer Nogentais.

La figure 81 reproduit le joint adopté pour la grande canalisation en fonte de 16 kilomètres de longueur et de $0^{m}300$ de diamètre de la Compagnie parisienne d'air comprimé; le joint est obtenu par le serrage entre deux brides mobiles de deux anneaux de caoutchouc écar-

tés par un bout de tube en fer. Les brides sont simplement enfilées sur le tuyau; elles ne servent donc en aucune façon à relier les tuyaux entre eux, et cela nécessite des précautions pour la butée de tous les coudes. Ce joint est très suffisant comme étanchéité pour les pressions de 6 à 7 atmosphères : aux essais, on a constaté que la canalisation ne perdait par heure, sur 16 kilomètres de longueur, que 3 % de son volume d'air.



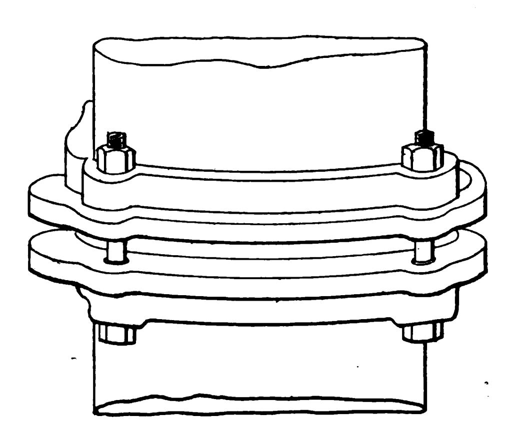


Fig. 81. — Joint adopté par la Compagnie parisienne d'air comprimé.

Le joint des tuyaux en fonte de l'installation d'Offenbach, dont nous avons décrit les compresseurs, est représenté par la figure 82. Il n'y a qu'une bride de mobile; il paraît qu'aux essais d'étanchéité, on a reconnu que la canalisation, qui a $0^{m}30$ de diamètre et 7 kilomètres de longueur, ne perdait par heure que 1 % de son volume.

Les joints que nous venons de décrire (fig. 81 et 82) ne sont pas applicables aux pressions élevées employées pour les tramways.

Pour compléter ce qui concerne les canalisations, il nous reste à parler des pertes de charge. Quand l'air est à pression élevée, ce qui est le cas des canalisations pour tramways, la perte de force qui cor-

respond à une perte de charge, même importante, est peu de chose. Ainsi, prenons la canalisation des tramways de Versailles, où la pression de l'air est de 80 atmosphères, la perte de charge, pendant les chargements, est de 2 atmosphères.

La perte de travail par mètre cube aspiré, est égale au travail qu'il faut effectuer pour élever de 78 à 80 atmosphères, la pression de ce mètre cube d'air, soit 253 kilogrammètres. Or, le travail qui

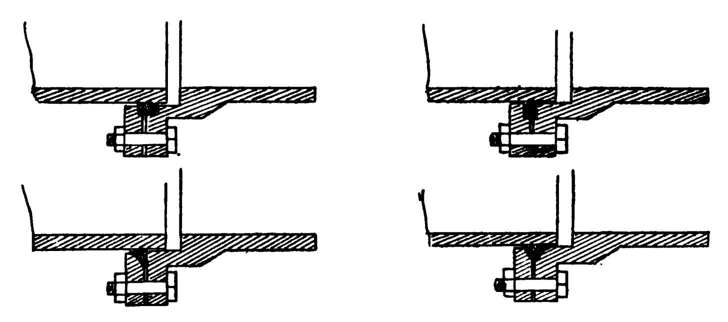


FIG. 82. — Joint de la canalisation d'Offenbach.

a été dépensé à l'usine pour porter de 1 à 80 atmosphères la pression d'un mètre cube d'air, est de 45 247 kilogrammètres. La perte de travail relative est donc

$$\frac{253}{45\,247} \text{ ou un peu plus de } {}^{1}/_{2}\ {}^{0}/_{0}.$$

C'est là un des grands avantages de l'air comprimé à haute pression pris comme moyen de transmission de force à distance.

§ 4. Pertes de charge dans les canalisations.

Néanmoins, il est nécessaire de déterminer le diamètre des conduites d'après la pression que l'on veut avoir à l'extrémité de la conduite et, à cet effet, on est amené à calculer les pertes de charge que l'air subit sur son parcours.

L'étude théorique du mouvement des gaz dans les conduites a tenté plusieurs mathématiciens : Zeuner a recherché l'effet du frottement dans l'écoulement adiabatique par un orifice ; M. Haton de la Goupillière a déterminé la durée du remplissage et de la vidange des réservoirs d'air comprimé. On emploie généralement pour calculer les pertes

de charge des formules résultant d'expériences et dérivées de celles établies par de Prony et Darcy pour les conduites d'eau :

$$\frac{H}{L}=\frac{K}{D}(au+bu^2), \quad [1]$$

dans laquelle H est la perte de charge, L et D la longueur et le diamètre de la conduite, K un coefficient constant, u la vitesse moyenne du fluide parcourant la conduite, a et b des coefficients donnés par les tables et variant, d'après Darcy, avec le diamètre de la conduite.

Darcy a reconnu que pour des tuyaux en usage depuis quelque temps et pour les vitesses u généralement employées, on peut négliger le terme au et remplacer la formule [1] par la suivante :

$$\frac{H}{L}=\frac{K'}{D}b_1u^2, \quad [2]$$

b_1 étant un coefficient variant, lui aussi, avec le diamètre. Cette seconde formule s'écrit généralement sous une autre forme : désignons par Q le débit par seconde de la conduite, on a :

$$Q=\frac{\pi D^2}{4}\times u \qquad \text{d'où :} \qquad u=1{,}273\,\frac{Q}{D^2},$$

et :

$$\frac{H}{L}=\frac{K''b_1}{D^5}Q^2=\alpha Q^2, \quad [3]$$

α étant un coefficient variant avec D, dont M. Darcy a donné les diverses valeurs pour les diamètres usuels des conduites dans une table qu'il a dressée à l'aide de ses expériences.

Expériences de M. Arson. — M. Arson a fait de nombreuses expériences à la Compagnie Parisienne du Gaz sur l'écoulement, dans les conduites, de l'air à une pression s'écartant très peu de celle de l'atmosphère, et sur le gaz d'éclairage, dont la densité est 0,41 de celle de l'air. Il en a déduit la valeur suivante en mètres d'eau de la perte de charge :

$$\frac{H}{L}=0{,}005173\,\frac{d}{D}(au+bu^2). \quad [4]$$

Cette formule diffère de celle de Darcy par l'introduction du facteur d, qui représente le poids du mètre cube de gaz circulant dans la conduite. L'eau étant incompressible, sa densité, invariable avec la pression, n'entrait, dans la formule de Darcy, que dans la composition de la constante ; on conçoit qu'au contraire, le frottement soit, pour

les gaz, fonction du nombre de molécules frottantes. Les coefficients a et b varient avec le diamètre de la conduite, et M. Arson a donné, avec sa formule, une table des valeurs de ces coefficients pour tous les diamètres usuels.

Expériences de M. de Stockalper. — Il a été fait, au Saint-Gothard, quelques expériences sur deux canalisations de diamètres différents, destinées à transporter de l'air comprimé à 6 atmosphères, et il a été reconnu que la formule de M. Arson donnait, pour cette pression, des chiffres trop élevés pour la valeur des pertes de charge. M. de Stockalper a proposé la formule suivante :

$$\frac{H}{L} = \alpha d Q^2, \qquad [5]$$

qui ne diffère de celle [3] de Darcy que par l'introduction du facteur d de la densité. Les valeurs à prendre pour α sont celles que Darcy a données dans sa table pour les conduites d'eau.

Expériences de M. Devillez. — M. Devillez a opéré sur deux canalisations d'air comprimé à 5 atmosphères environ, et a déduit de ses expériences la formule :

$$\frac{H}{L} = 0{,}000\,000\,04144\, \frac{du^2}{D^{1.373}}.$$

Cette formule donne la perte de charge en colonne de mercure sans le secours d'aucune table : on voit que la perte de charge croît plus vite que le diamètre ne diminue ; c'est ce qui résultait des tables de Darcy. M. Devillez a reconnu aussi que la perte de charge n'augmentait pas aussi rapidement que la densité, mais n'a pas exprimé dans sa formule la loi de cette variation.

Expériences de M. Riedler. — Enfin, M. Riedler a fait de nombreuses expériences sur la grande canalisation de 16 kilomètres et de $0^{m}300$ de diamètre, établie par M. Popp pour la Compagnie Parisienne d'air comprimé. M. Riedler n'a pas condensé ces expériences dans une formule ; il donne simplement un tableau qui résume les résultats trouvés et que nous reproduisons ci-après. Il déduit de ces expériences que les formules employées jusqu'ici fournissent des pertes de charge trop élevées, et doivent être considérées comme donnant des limites supérieures.

LONGUEUR	PRESSION		VOLUME D'AIR PAR HEURE		VITESSE MOYENNE DE L'AIR	PERTE DE CHARGE MESURÉE	
	Au commencement	A la fin	Pression atmosphérique	Pression moyenne dans la conduite		Totale	Par kilomètre
Mètres					Mètres	Atm.	Atm.
16.502	6.250	4.250	13.788	2.206	8,67	2,0	0,12
16.502	6.780	4.360	13.833	2.100	8,24	2,42	0,14
»	7.125	5.840	11.142	1.485	5,83	1,285	0,07
»	6.900	6.280	8.056	1.060	4,1	0.62	0,03
»	6.780	6.400	6.576	865	3,4	0,38	0,02
4.403	6.900	6.600	10.055	1.297	5,09	0,3	0,07
»	7.125	6.530	6.767	967	2,8	0,175	0.04
»	6.780	6.170	13.833	1.859	7,3	0,61	0,14
»	7.125	6.700	11.142	1.408	5,53	0,425	0,09
3.340	6.000	5.840	11.142	1.610	6,32	0,16	0,048
3.759	6.650	6.390	5.058	1.071	4,2	0,26	0,029
3.340	6.330	6.290	5.058	1.102	4,32	0,04	0,012
4.403	6.750	6.500	8.588	1.126	4,42	0,25	0,056
4.403	6.370	6.200	9.099	1.249	4,9	0,17	0.038

Expériences d'Anzin. — M. Ledoux a proposé, pour le calcul des pertes de charge, la formule suivante :

$$p_1^2 - p_2^2 = 2 \times 0{,}00091 \frac{d^2u^2}{D} L \times Rt.$$

p_1 et p_2 sont les pressions de l'air aux extrémités de la conduite, $R = 29{,}28$ pour l'air et t est la température absolue de l'air ; les autres lettres désignent les mêmes quantités que dans les précédentes formules. Le coefficient 0,00091 a été déduit d'expériences faites à Anzin sur des conduites en fer de 100, 71 et 47 millimètres de diamètre ; la pression de l'air était au départ de 5 à 6 atmosphères.

Enfin, M. Lorenz, en étudiant les expériences de MM. Stockalper, Devillez et Riedler a proposé de les condenser dans la formule suivante :

$$2 \frac{p_1 - p_2}{p_1 + p^2} = \alpha_0 \frac{273}{t} \frac{L}{D} u^2$$

$$\alpha_0 = \frac{0{,}52}{D^{0{,}30983}}$$

Les lettres que renferme cette formule désignent les mêmes quantités que précédemment.

§ 5. Installation d'une usine d'air comprimé pour tramways et d'un dépôt.

Pour un réseau de tramways bien groupé dans un cercle d'une quinzaine de kilomètres de rayon, il est bon de n'avoir qu'une seule usine de production d'air comprimé. Cette usine sera placée à peu près dans la partie centrale du réseau, de façon à réduire la longueur de la canalisation qui amène l'air aux bouches de chargement établies vers le milieu du parcours de chacune des lignes. Si ces bouches de chargement sont trop éloignées de l'usine centrale pour qu'il soit possible d'y amener également la vapeur, on établira dans leur voisinage un petit poste de production de vapeur, dans le genre de celui de Bry-sur-Marne, que nous avons précédemment décrit.

En comprimant l'air dans une seule usine, on a l'avantage d'avoir pour les machines de fortes unités qui produisent l'air à meilleur compte et qui nécessitent un personnel plus restreint et d'une surveillance plus facile qu'une série de petites usines disséminées. Les frais de premier établissement sont, en outre, plus faibles et le nombre de machines de rechange moins élevé.

Le groupement face à face des machines sera préféré au groupement en ligne : ainsi, pour un réseau ayant besoin pour son exploitation d'une force de 1 000 chevaux, on créera trois unités de 500 chevaux, dont une de rechange. Ces trois machines occuperont trois sommets d'un carré, le quatrième sommet sera réservé pour une machine supplémentaire, au cas de la création d'une ligne nouvelle ou d'une augmentation dans l'intensité du service. Une personne placée au centre des quatre machines, les voit sans se déranger, ce qu'elle ne pourrait pas faire si elles étaient en ligne.

Le chargement, les remises, l'atelier de réparation, seront groupés autour de l'usine de compression d'air, de même les bureaux et les logements du personnel.

A ce point de vue, l'usine centrale des Chemins de fer Nogentais, à la Maltournée, est très bien distribuée : la figure 83 en donne le plan. Elle est construite le long de la route que parcourt le tramway, et dans le voisinage de la Marne. Devant le dépôt sont établis, sur l'accotement de la route, des voies de garage et des bouches pour le chargement des automobiles. D'un côté de l'entrée du dépôt sont les bâtiments de l'exploitation, du contrôle, et les salles d'attente des voyageurs; de l'autre côté, et également en façade sur la route, sont la direction, la caisse et la comptabilité.

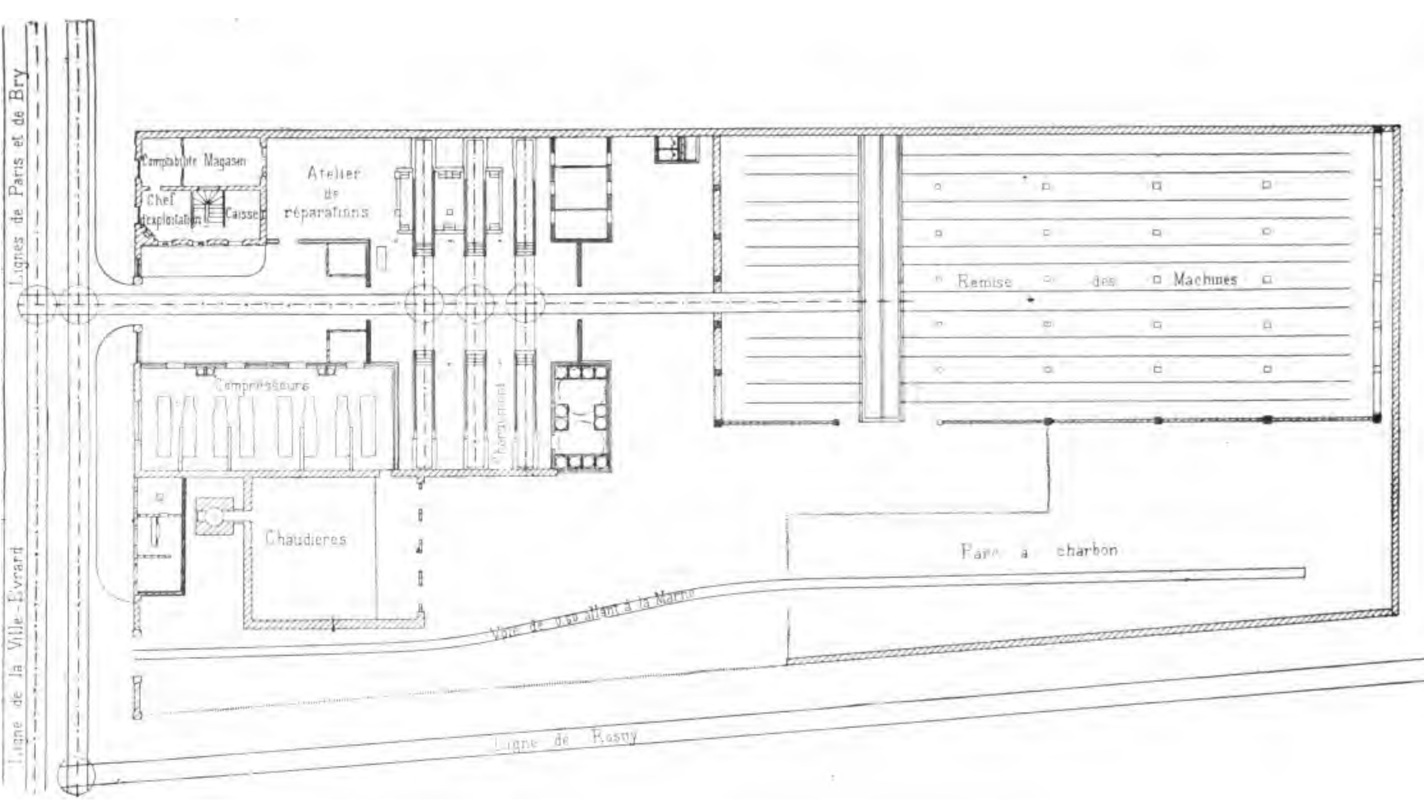


Fig. 83. — Plan de l'usine centrale des Chemins de fer Nogentais, à la Maltournée.

L'intérieur du dépôt est relié à la ligne du tramway par une voie perpendiculaire et une plaque tournante. Cette voie conduit au chariot roulant qui dessert la remise des voitures; sur son parcours, elle traverse une série de plaques tournantes qui peuvent conduire à volonté, et par une seule manœuvre, la machine soit en face de l'une des bouches de chargement de l'usine, soit sur l'une des fosses de l'atelier de réparation.

Les machines et les chaudières sont installées en arrière du bâtiment de l'exploitation; une pompe, reliée à la Marne par une canalisation, envoie dans deux réservoirs, placés au-dessus du bâtiment des

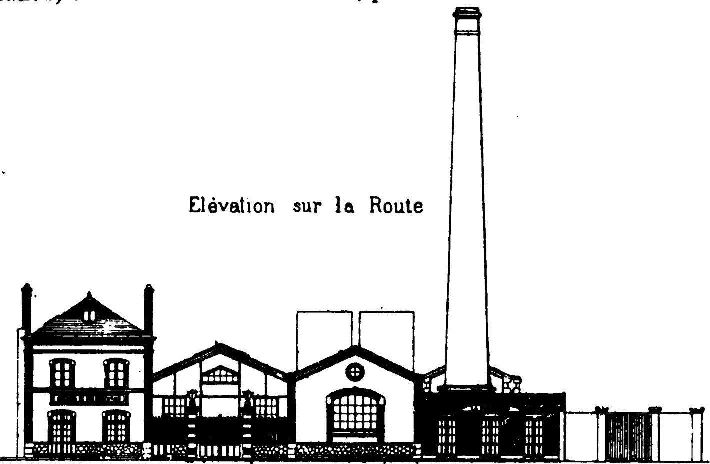


FIG. 84. — Élévation de l'usine centrale des Chemins de fer Nogentais, à la Maltournée.

accumulateurs, l'eau nécessaire au service de l'usine. Le parc à charbon est au fond de la cour du bâtiment des chaudières; une petite voie de 0m 60 le relie au bord de la Marne, lors des arrivées des bateaux de charbon.

La figure 84 est la vue de ce dépôt prise de la route.

Le plan du dépôt principal des tramways de Nantes est donné par la figure 85. Le chargement est au fond de la cour d'entrée, et les automobiles y arrivent directement par deux voies parallèles desservies par deux plaques tournantes placées sur la voie du tramway. La remise des machines est à droite du chargement et lui fait suite; elle est traversée par un chariot roulant. Les chaudières, les compresseurs et l'atelier de réparation sont à l'arrière.

Les dépôts de Boulogne et de Lagny sont plus modernes, mais moins bien disposés, parce qu'ils ont été établis à la place de dépôts de chevaux : on a dû utiliser des bâtiments existants et des terrains

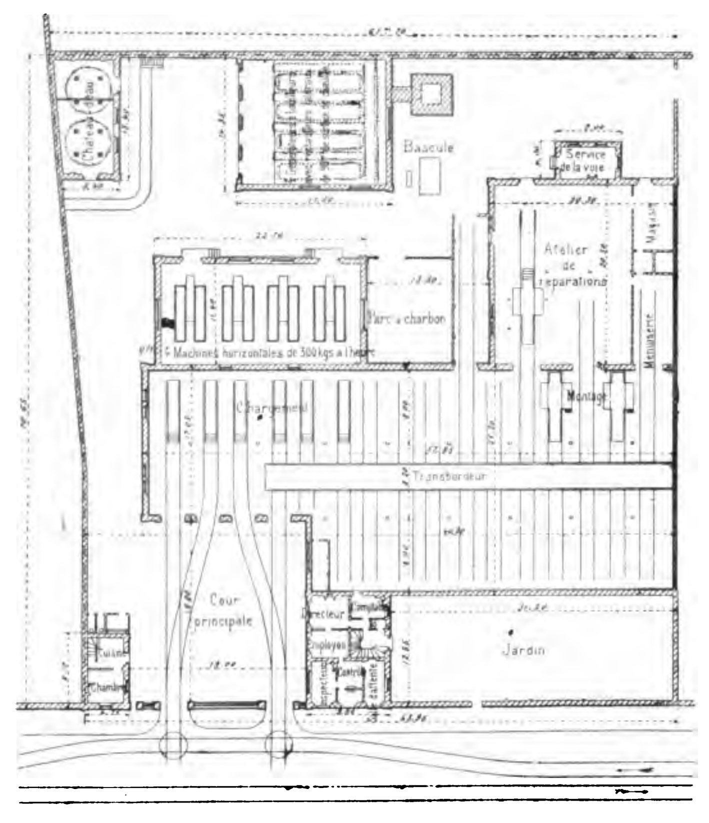


Fig. 85. — Plan du dépôt des tramways de Nantes à Doulon.

dont la disposition se prêtait mal à des voies ferrées. Il en est de même du dépôt de la ligne d'Arpajon, établi en partie dans la zone militaire : on a été amené à adopter pour les bâtiments une disposition particulière.

Les dépôts de Nantes et de la Maltournée, construits de toutes pièces pour un but déterminé, dans de vastes terrains, où l'on n'était pas gêné par des servitudes, sont les seuls qui puissent être donnés comme exemples.

SIXIÈME PARTIE

Divers modes de transport par l'air comprimé.

§ 1. Chemins de fer atmosphériques.

Nous avons décrit jusqu'ici des machines emportant avec elles un approvisionnement d'air comprimé plus ou moins fréquemment renouvelé; mais d'autres procédés permettent encore d'employer l'air comprimé comme moyen de transport.

Le principal consiste à avoir, le long du parcours, une canalisation d'air dans laquelle peut se déplacer un piston relié d'une manière quelconque à une voiture pouvant recevoir les voyageurs ou les marchandises. La canalisation joue dans ce cas le rôle d'un long cylindre dans lequel on comprime ou raréfie l'air d'un côté du piston.

C'est sous cette dernière forme que l'air comprimé a tout d'abord été appliqué aux transports. Nous avons rappelé, au début de cette étude, une machine de ce genre présentée en 1687 par Denis Papin à la Société royale de Londres. Une pompe, actionnée par une roue hydraulique, aspirait l'air dans une longue canalisation métallique où se déplaçait un piston relié par des câbles au fardeau à transporter. Cette idée fut reprise en 1810 par un Danois, Medhurst, qui publia sur ce sujet une brochure intitulée : « Nouvelle méthode pour transporter les effets et les lettres par l'air ». Cet Ingénieur proposait de construire un canal de 6 pieds de haut sur 5 de largeur, contenant un chemin de pierre ou de fer parcouru par un wagon-piston dont le déplacement serait produit par l'aspiration de l'air d'un côté de la conduite. C'était l'idée de Papin appliquée à un objet déterminé.

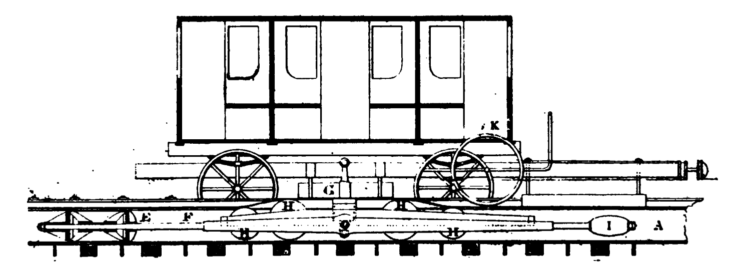


Fig. 86. — Liaison du piston avec le wagon-directeur.

En 1824, un Anglais, Vallance, exagérant l'idée de Medhurst, mit des voyageurs dans le wagon-piston. Enfin, Medhurst transforma en 1827 son projet, et, reprenant la conduite métallique de Papin, la fendit longitudinalement, de manière que le piston qui la parcourt pût transmettre son action à l'extérieur, à l'aide d'un appendice qui lui était fixé. Medhurst fermait la fente longitudinale après le passage du piston à l'aide d'une soupape à eau qui donna de mauvais résultats et amena l'abandon momentané du système.

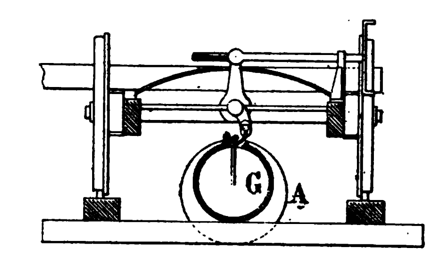


FIG. 87. — Coupe transversale.

Deux constructeurs anglais, Clegg et Samuda, reprirent en 1838 ce mode de traction avec un nouveau type de soupape que représentent les figures 86, 87 et 88. En A est le tuyau nervé formant cylindre, établi le long de la voie; la fente longitudinale, placée à la partie supérieure, est encadrée d'une feuillure où se loge la soupape B (fig. 88). Cette soupape est formée d'une lanière continue en cuir, consolidée par deux lames de fer de même longueur entre lesquelles elle est rivée. La bande de cuir, est fixée sur l'un des côtés de la feuillure par une tringle en fer serrée par les boulons à crochet C; ainsi, le cuir forme charnière sur toute la longueur, et sa flexibilité lui permet, tout en laissant passer la barre d'attelage, de fermer la fente en avant et en arrière de cette barre. La fermeture est complétée par une composition d'huile et de cire placée dans la rainure D, laquelle colle le cuir sur sa feuillure. La figure 86 montre le piston en élévation : E est le piston, continué par sa tige F, laquelle porte la barre d'attelage G encadrée par les quatre galets H et terminée par le contrepoids I qui équilibre tout le système autour du point G. Les galets H soulèvent la soupape au passage de la barre d'attelage et la déposent dans sa feuillure après ce passage; elle y est définitive-

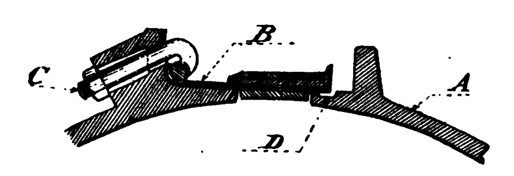


FIG. 88. — Détail du joint longitudinal.

ment appliquée par la pression d'un galet K placé à l'arrière du wagon attelé au piston.

Ce type de chemin de fer atmosphérique, essayé d'abord à Londres, fut appliqué en 1843 près de Dublin. Le succès de cette première installation décida le Gouvernement français à adopter ce système sur la rampe du chemin de fer de Paris à Saint-Germain, située entre cette dernière ville et Montesson. Le chemin pneumatique avait 2 500 mètres de longueur, le diamètre intérieur du tube était de 0m 63 ; le train ordinaire s'arrêtait à Montesson, où l'attelage du piston le saisissait et l'amenait en trois minutes à Saint-Germain. Les machines qui raré-

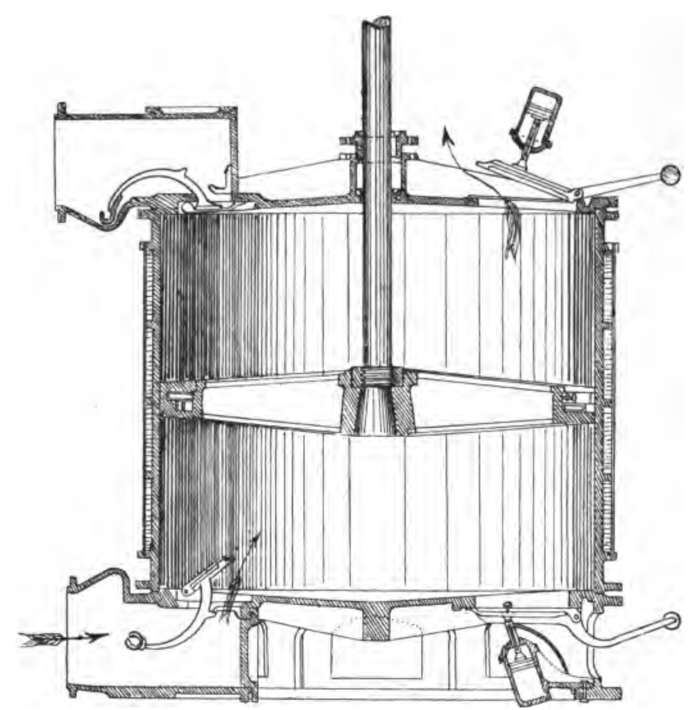


Fig. 89. — Compresseur du chemin de fer de Saint-Germain.

fiaient l'air derrière le piston se composaient de deux moteurs horizontaux de 200 chevaux, commandant, par un engrenage de 5m de diamètre, des pompes à air verticales en état d'aspirer 4mc d'air par seconde.

La figure 89 donne la coupe verticale de l'un des deux corps de

pompe : il est formé par un cylindre d'une seule pièce de 2m50 de diamètre entouré d'une chemise en tôle destinée à recevoir un courant d'eau froide. Chaque fond est muni d'un clapet d'aspiration et d'un clapet de refoulement : les premiers sont équilibrés ; les seconds sont, en outre, pourvus d'un système de ressort formé par une pompe à air (fig. 90) dont le cylindre est percé d'un trou d'une ouverture réglable à volonté. Nous avons déjà décrit ce système de rappel quand nous avons parlé des compresseurs Riedler de l'usine d'air comprimé du quai de la Gare. La vitesse normale des pistons était de 0m40 par seconde, celle des pistons vapeur était cinq fois plus grande. Pour donner une idée de l'importance de ces anciennes machines, nous rappellerons que le poids des pompes et des moteurs, non compris les générateurs, s'élevait à 450 tonnes.

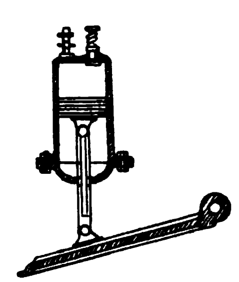


Fig. 90. — Presse à air formant ressort pour les clapets.

Comme il n'y avait qu'un train par heure, ces machines marchaient 3 minutes sur 60. Aussi, la traction était-elle coûteuse, comme l'indiquent les chiffres suivants, établis pour deux années :

	1850	1851
Combustible par kilomètre parcouru . . . . Fr.	1,350	0,884
Conduite des machines	0,607	0,607
Entretien et surveillance de la soupape	0,822	0,630
Totaux . . . . Fr.	2,779	2,121

Ces prix élevés amenèrent, en 1859, l'abandon sur la ligne de Saint-Germain, de ce mode de traction, qui fut remplacé par des locomotives ordinaires.

Ce système s'applique bien à de fortes rampes, et il est probable que l'on y reviendra, car, par l'emploi de réservoirs d'air et aussi grâce aux progrès accomplis et aux compresseurs économiques dont on dispose aujourd'hui, les prix rappelés ci-dessus pourraient être réduits de plus de moitié.

M. Gonin a étudié, il y a quelques années, et essayé avec succès, à Genève, un nouveau type de soupape longitudinale, dont les figures 91 et 92 donnent le détail. Dans la canalisation d'air comprimé A se meut le piston continué par la barre d'attelage H, reliée extérieure-

ment au chariot-tampon F roulant sur les rails E. La baie longitudinale est fermée par la soupape B à section trapézoïdale, flexible dans le sens de sa longueur; au repos, cette soupape est suspendue par des tiges verticales à un fer méplat C qui vient se placer sur les lèvres de la baie. Au passage de l'attelage, qui l'entoure de ses deux

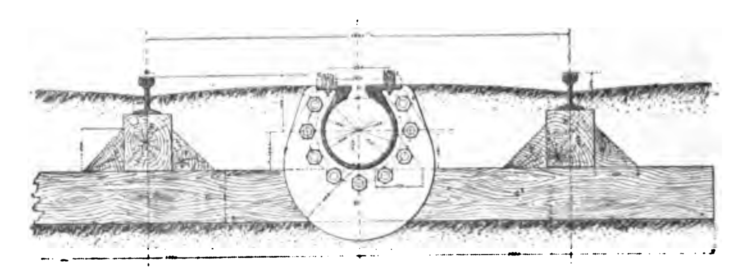


Fig. 91. — Coupe de la voie.

bras, la soupape se relève; enfin, lorsque arrive le piston, elle vient s'appliquer dans son siège trapézoïdal. Le mouvement de la soupape est obtenu au moyen de galets de friction L et K. Le mode de suspension de la soupape permet de lui donner un mouvement régulier qui évite la torsion à laquelle était soumise la soupape Clegg et Samuda.

§ 2. Chemins de fer atmosphériques a double canalisation.

Le succès de l'application de la traction atmosphérique à Dublin avait excité l'ardeur des inventeurs, et de 1844 à 1850, il fut délivré une centaine de brevets pour l'amélioration de ce système. L'idée d'Andraud d'approvisionner l'air comprimé à 60 atmosphères dans des réservoirs placés sur la voiture était délaissée pour suivre la voie nouvellement mise à la mode en Angleterre. Tous les inventeurs, y compris Andraud lui-même, supposent établie une canalisation continue d'air le long de la voie et cherchent les moyens de relier cette canalisation à la locomotive, soit d'une manière continue, soit par intermittences très rapprochées.

Pecqueur et Gibbes. — En 1844, Pecqueur propose de faire fonctionner par l'air comprimé les locomotives existantes La canalisation d'air comprimé serait munie, de distance en distance, de tubulures à soupapes mises en communication avec des glissières creuses de

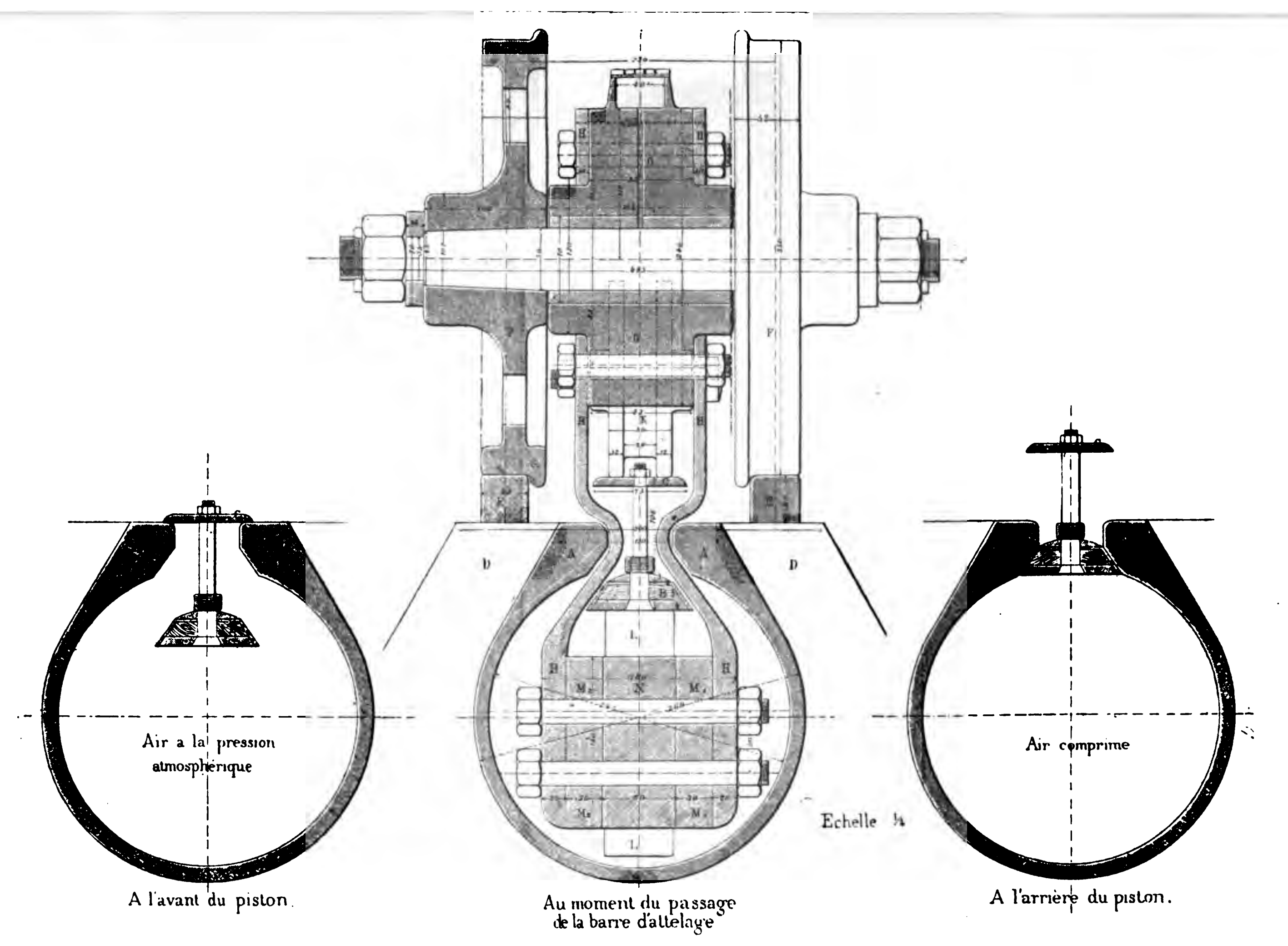
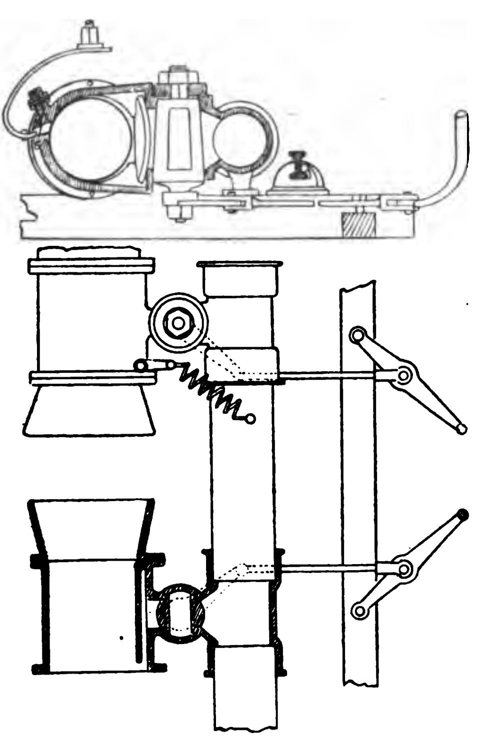
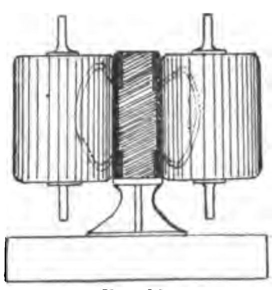


Fig. 92. — Coupes de la soupape longitudinale, système Gonin.

grandes dimensions adhérant aux locomotives. Gibbes remplace ces glissières par une série de tuyaux flexibles placés le long de la voie et branchés sur la canalisation d'air comprimé : ces tuyaux s'agrafent automatiquement à la locomotive et s'en détachent de même. C'était l'alimentation continue dont M. Popp veut se rapprocher à l'aide de ses chargements fréquents.


Fig. 93. — Système Pecqueur.

Dans un second projet de 1845, que reproduit la figure 93, Pecqueur revient à l'emploi des tubes fendus longitudinalement. Une série de tronçons de tubes fendus est placée parallèlement à la canalisation et successivement mis en communication avec cette dernière au fur à mesure du passage du piston curseur relié au train. L'ouverture et la fermeture des communications est opérée par des surveillants postés au début de chacun des tronçons du tube fendu.


Fig. 94.
Second système Andraud.

Andraud. — La canalisation longitudinale est mise successivement en communication avec les tronçons de deux tuyaux jumeaux en toile flexible établis dans l'axe de la voie (fig. 94). Ces tuyaux jumeaux ainsi divisés en sections sont

formés par un madrier sur les faces duquel sont fixées les toiles. Le train est précédé d'un wagon portant deux rouleaux verticaux tournant sur des axes parallèles et ayant la faculté de serrer fortement entre eux le madrier longitudinal. On conçoit que si, à l'arrière des rouleaux, l'air comprimé est introduit dans les tuyaux flexibles, ceux-ci se gonfleront jusqu'aux rouleaux et leur imprimeront un mouvement de rotation et de poussée en avant qui sera d'autant plus grand que l'air sera à haute pression.

§ 3. Télégraphes pneumatiques.

On sait que depuis une trentaine d'années on applique l'idée de Medhurst, d'utiliser l'air comprimé au transport des dépêches. Toutes les grandes villes sont pourvues d'un réseau de télégraphes pneumatiques : les dépêches sont placées dans des sortes d'obus munis d'une garniture en cuir, lesquels sont introduits comme des pistons dans une canalisation de 6 à 8 centimètres de diamètre. L'air est comprimé d'un côté du train des pistons-wagons à une pression ne dépassant pas six dixièmes d'atmosphère, ou raréfié de l'autre côté jusqu'à 1/2 atmosphère environ. La marche des pompes à air est régularisée par des réservoirs d'un volume suffisant, placés en tête de la canalisation.

Nous reviendrons plus tard sur ces installations qui ne rentrent pas dans le cadre de la notice actuelle, laquelle s'applique principalement au transport des voyageurs.

§ 4. Ascenseurs a air comprimé.

Dans les villes comme Paris, où l'air comprimé est distribué dans un grand nombre de rues, on emploiera de préférence cette force pour faire fonctionner les ascenseurs des maisons. Nous pensons que l'on a trop négligé, dans beaucoup de cas, les presses où l'eau serait remplacée par l'air. Quand on doit élever un fardeau à une hauteur considérable, quelques centaines de mètres par exemple, l'emploi d'une presse hydraulique devient presque impossible puisque le poids de la colonne d'eau contenue dans la presse vient s'ajouter à celui qui doit être soulevé. Le même inconvénient n'existerait pas avec l'air dont le poids est négligeable; l'air a, de plus, l'avantage de pouvoir être accumulé dans des cylindres d'une construction facile, ce qui permet de laisser les moteurs marcher constamment. L'air a, il est vrai, l'in-

convénient d'être compressible, en sorte que l'arrêt de la charge n'est pas aussi parfait que dans le cas de l'emploi de l'eau; mais on peut corriger ce défaut en plaçant dans le cylindre de la presse à air deux pistons comprenant entre eux une colonne d'eau; le piston inférieur reposerait sur la colonne d'air, le second sur la colonne d'eau et porterait en même temps la charge. La même eau serait ainsi toujours employée. Quand le fardeau arriverait au niveau voulu, un arrêt automatique agirait sur une vanne placée sur le cylindre et arrêterait la colonne d'eau (1).

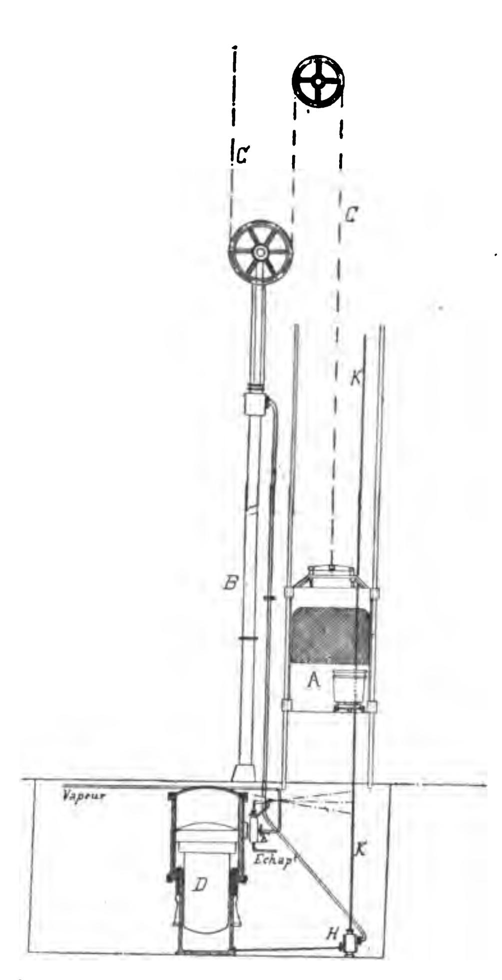


Fig. 95. — Ascenseurs de l'hôtel des Postes de Paris.

J'ai appliqué, en 1886, aux douze monte-charges du nouvel hôtel des Postes de Paris, cette solution qui consiste à agir sur une colonne d'eau intermédiaire pour manœuvrer un ascenseur mû par un fluide élastique.

Ces ascenseurs, dont la figure 95 donne le diagramme, sont formés

(1) *Mémoires de la Société des Ingénieurs Civils*, octobre 1888 : *Note sur la construction des presses hydrauliques et à air*, par L. A. Barbet, Ingénieur en chef de la Société Cail.

d'une caisse guidée A destinée à recevoir les personnes ou les charges dont le mouvement d'ascension est produit à l'aide de la presse funiculaire B agissant sur le câble C qui supporte cette caisse. L'eau sous pression est livrée à l'appareil B par la presse à piston différentiel D recevant à la partie supérieure la pression de la vapeur ou de l'air et renfermant à la partie inférieure l'eau qui doit être comprimée. L'introduction de la vapeur ou de l'air dans la presse D est commandée par le distributeur E; l'introduction de l'eau dans la presse B ou son retour dans la presse D est réglé par le distributeur H. La commande des deux distributeurs se fait à la fois à l'aide du câble vertical K; quand on tire ce câble de bas en haut, on introduit la vapeur ou l'air comprimé dans la partie supérieure de la presse D et on ouvre en même temps le robinet qui laisse passer l'eau sous pression de D vers B; l'ascenseur monte. Lorsqu'au contraire, on tire le câble de haut en bas, on arrête l'introduction de la vapeur en

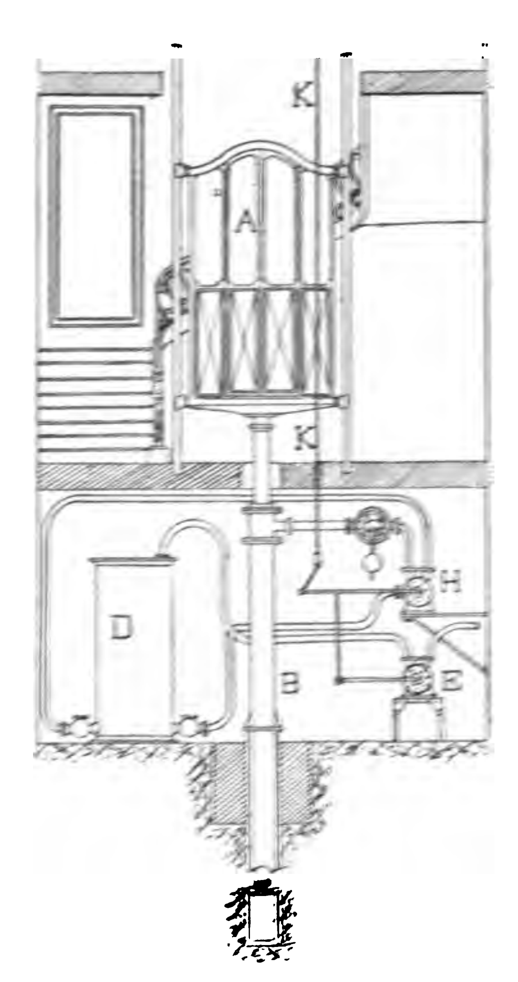


Fig. [illegible]. — Ascenseur de maison d'habitation mû par l'air comprimé.

D et on la laisse en même temps échapper : la pression cessant d'agir, l'ascenseur descend par son propre poids. L'arrêt, à la montée comme à la descente, s'obtient en coupant le passage de l'eau de D vers B, ou de B vers D, ce qui s'obtient automatiquement à l'aide de taquets fixés sur le câble K, lesquels correspondent à d'autres mobiles placés aux divers étages; on n'a qu'à pousser celui de ces derniers taquets qui répond à l'étage où l'on veut que l'ascenseur s'arrête. Le *Génie Civil* a donné, en 1888, la description détaillée de ces ascenseurs (1).

L'emploi de l'air comprimé pour le fonctionnement des ascenseurs de maisons date, à Paris, de 1889. L'avantage de l'air comprimé consiste dans sa simplicité d'emploi et son prix de revient peu élevé. Aujourd'hui que l'eau de la ville coûte à Paris 0 fr. 60 le mètre cube, on peut évaluer à 80 °/₀ l'économie qu'il y a à la remplacer comme force motrice par l'air comprimé. On estimê qu'un ascenseur à air comprimé coûte 3 francs le kilomètre de montée verticale; la descente, ne dépensant pas d'air comprimé, est gratuite. La Compagnie Parisienne d'air comprimé entreprend à ce prix la fourniture de la force nécessaire aux ascenseurs de maisons et munit, dans ce cas, l'ascenseur d'un compteur kilométrique. A titre de renseignement, on compte qu'un ascenseur de maison de location à cinq étages dépense 400 francs d'air par an et qu'un ascenseur d'hôtel à voyageurs dépense de 600 à 800 francs d'air par an. Tout ascenseur hydraulique, quel que soit son système, peut être transformé en ascenseur à air comprimé. Nous donnons (fig. 96) le croquis d'un ascenseur système Edoux (2). Pour la description, on peut se reporter à celle que nous avons donnée des ascenseurs de l'hôtel des Postes; les mêmes lettres désignent les mêmes appareils. On remarquera que le piston différentiel du réservoir D est supprimé; la pression de l'air comprimé fourni par la Compagnie Parisienne est suffisante et n'a pas besoin d'être multipliée, ce qui permet de la laisser agir directement sur l'eau. En outre, le piston de la presse hydraulique est attelé directement sous la caisse, ce qui est toujours préférable quand la disposition des lieux permet la construction d'un puits au-dessous de la cage de l'ascenseur.

---

(1) Voir *Génie Civil*, tome XIII, n° 11, page 161.

(2) Extrait du *Bulletin de l'Union syndicale des architectes français*, n° d'avril 1894.

SEPTIÈME PARTIE

Prix de revient et Conclusions.

§ 1. Prix de revient de l'installation d'un service de traction d'une ligne de tramway par l'air comprimé.

Nous prendrons comme exemple deux lignes de tramways voisines, de 7 kilomètres de longueur chacune, et dont l'exploitation nécessite, d'après les horaires arrêtés, un parcours journalier total de 6 500 kilomètres-voitures. En admettant pour chaque voiture un parcours journalier moyen de 100 kilomètres, nous voyons qu'il nous faudra 65 voitures en circulation, et, en supposant 15 voitures en réparation ou en réserve pour une augmentation accidentelle de l'intensité du service, nous arrivons à un total de 80 voitures automobiles à acheter. Pour permettre d'augmenter le nombre des voyageurs transportés, nous supposerons en outre l'achat de 40 voitures d'attelage que les automobiles remorqueront tous les deux voyages. La dépense d'achat de matériel roulant sera donc :

80 automobiles à 25 000 francs	Fr.	2.000.000
40 voitures d'attelage à 5 000 francs		200.000
Total du matériel roulant.	Fr.	2.200.000

S'il n'y avait qu'une ligne de tramway, il y aurait tout intérêt à mettre l'usine et le dépôt au milieu du parcours. L'usine, placée à un bout de la ligne, ne rend possible qu'un chargement pour l'aller et le retour; placée au centre, elle permet deux chargements pour le même trajet.

Nous supposerons que les deux lignes de tramway que nous devons desservir partent du même point, se dirigeant dans deux directions formant entre elles un certain angle. D'après les considérations qui précèdent, l'usine sera placée sur la bissectrice de l'angle et vers le milieu du parcours. Indépendamment de cette considération, il faut tenir compte, pour le choix de l'emplacement de l'usine, du prix des terrains et surtout aussi des facilités d'approvisionnement du charbon et de l'eau.

La puissance de production de l'usine est exactement déterminée par le nombre de 6 500 kilomètres à parcourir par jour. Nous avons

admis une dépense de 10 kilogr. d'air par kilomètre-voiture, ce qui nous donne 65 tonnes d'air à produire par jour, ou 80 tonnes en majorant de 20 %. En supposant une production de 5 kilogr. d'air par cheval, ce qui est un minimum, nous trouvons une force nécessaire de 16 000 chevaux-heures. Pour un service de 16 heures, cela répond à une machine de 1 000 chevaux. Prenons en outre, comme d'habitude, un tiers pour les rechanges, nous arrivons, comme résultat final, à trois machines de 500 chevaux, dont deux en marche et une en réserve.

Le prix d'une telle usine de compression peut être évalué à un million de francs. Ce prix comprend : le terrain, les bâtiments, les machines motrices avec les compresseurs, les chaudières, le service d'eau et les fondations.

A ce prix, il convient d'ajouter les bureaux, le dépôt et ses hangars, l'atelier de réparation, les fosses à piquer, les installations pour le chargement des automobiles et les canalisations, que l'on peut estimer à 300 000 fr.

Rappelons que le matériel roulant coûtait 2 200 000 francs, ce qui forme un total de 3 500 000 francs pour tout le matériel concernant la traction.

Cette dépense totale répond à :

$\frac{500\,000}{65} = 53\,850$ francs par automobile en service ;

$\frac{3\,500\,000}{65 + 33} = 35\,700$ francs par automobile et voiture d'attelage en service.

Si l'on suppose que le capital de 3 500 000 francs à dépenser pour la traction doive rapporter 5 % l'an et être amorti en quinze années, ce qui donne un taux d'amortissement de 0,0463 %, on a une annuité à servir de :

$$(0{,}050 + 0{,}0463)\ 3\,500\,000 \text{ francs} = 337\,050 \text{ francs}.$$

Or, le nombre de kilomètres d'automobiles parcourus dans l'année est de :

$$6\,500 \times 365 = 2\,372\,500 \text{ kilomètres},$$

et celui d'automobiles et d'attelages est de :

(1) Voir le *Génie Civil*, t. XIII, n° 11, p. 161.

$$6\,500 \times 365 + \frac{6\,500}{2} \times 365 = 3\,558\,750 \text{ kilomètres.}$$

Ce qui donne, pour intérêt et amortissement :

0 fr. 142 par kilomètre d'automobile ;

0 fr. 095 par kilomètre d'automobile et d'attelage.

§ 2. Prix de revient de la traction par l'air comprimé.

Les frais d'exploitation d'une ligne de tramway sont toujours rapportés au nombre de kilomètres parcourus par les voitures. Ces frais se composent de deux parties distinctes :

La première, entièrement indépendante du mode de traction, comprend les dépenses suivantes :

1° Conseil d'administration, direction, caisse, comptabilité, correspondance, contentieux, frais de bureaux, éclairage et chauffage, loyers, contributions directes et indirectes, contrôle administratif, assurances, service médical ;

2° Contrôle d'exploitation, recette, billets ;

3° Entretien des bâtiments et de la voie.

La seconde partie, qui se rapporte à la traction proprement dite, comprend les dépenses relatives aux machines fixes et automobiles, à leur conduite et à leur entretien.

Nous ne nous occuperons que de cette seconde partie.

Les frais de traction se subdivisent eux-mêmes en deux sections bien tranchées :

La première comprend la production de l'air comprimé ;

La seconde se compose de la conduite et de l'entretien des automobiles et des attelages.

La première section peut être entièrement indépendante du service de traction : la compagnie du tramway peut acheter à un usinier l'air comprimé qu'elle consomme, tout comme le pratiquent presque toutes les Compagnies de tramways électriques qui achètent le courant aux bornes à des usines étrangères.

Nous avons publié le prix de revient de l'air comprimé à l'usine du quai de la Gare appartenant à la Compagnie Parisienne d'air comprimé. Ce prix, ramené à une pression de 45 atmosphères, est de 7 fr. 20 la tonne d'air. Doublons ce chiffre pour les pertes dans la canalisation, l'intérêt,

l'amortissement et le bénéfice de l'usinier, nous arrivons à 15 francs environ pour la tonne d'air. Majorons encore ce chiffre de 30 °/° pour tenir compte de la main-d'œuvre de chargement, du réchauffage de l'air et d'une pression plus grande que l'on peut être amené à donner à l'air pour faciliter son approvisionnement, nous arrivons à un prix de vente aux bouches de 20 francs la tonne, tout compris.

D'après les relevés de deux années, les automobiles de 50 places du tramway de Paris à la Ville-Evrard consomment 10 kilogr. d'air par kilomètre. Sur la ligne de Saint-Augustin à Vincennes, dont le profil est particulièrement accidenté et qui traverse des rues très fréquentées, où l'automobile est obligée de s'arrêter continuellement, la consommation est de 12kg5 d'air par kilomètre, et ce chiffre s'abaissera quand les mécaniciens de cette ligne nouvellement créée seront mieux familiarisés. On peut donc dire avec certitude, en s'appuyant sur ces divers chiffres, que la dépense d'air par kilomètre d'automobile varie entre 0 fr. 20 et 0 fr. 25. Ces chiffres peuvent être très fortement réduits, car ils sont pris sur des lignes dont le profil est remarquablement accidenté ; ainsi, d'après les relevés des tramways de Nantes, la consommation d'air dans une année ressort à moins de 7 kilogr. par kilomètre, ce qui répond à 0 fr. 14 par kilomètre d'automobile.

Il ne nous reste plus qu'à donner la seconde section du prix de traction, qui comprend la conduite de l'automobile et son entretien. Le prix de la conduite doit être à peu près le même dans tous les systèmes de traction mécanique : il dépend du prix de la main-d'œuvre et aussi un peu des horaires qui permettent d'utiliser plus ou moins bien le temps du mécanicien. Voici, pour une même machine, le prix de la conduite rapporté au kilomètre-voiture pour diverses localités :

Tramways de Nantes. . . . . Fr.	0,060
Tramways de Paris-Ville-Evrard.	0,075
Tramways de Vincennes-Saint-Augustin	0,110

L'entretien comprend les frais d'atelier et les fournitures des pièces de rechange, le graissage et l'essuyage. Pour un matériel déjà vieux, ces frais se sont élevés, pour l'année 1894, à 0 fr. 0709 par kilomètre-voiture à la Compagnie des Chemins de fer Nogentais.

Si nous totalisons les chiffres précédents, nous trouvons pour frais de traction par kilomètre d'automobile :

Dépense d'air : 10 kilogr. à 20 fr. la tonne	Fr.	0,200
Conduite		0,075
Entretien et graissage		0,071
Total	Fr.	0,346

Soit 0 fr. 35 par kilomètre parcouru (1).

Ce prix est à comparer à celui de 0 fr. 66 de la traction par chevaux.

Lorsque l'automobile remorque un attelage de 50 places, on compte qu'elle dépense suivant les profils en moyenne de 2 à 5 kilogr. d'air de plus par kilomètre. Cet attelage ne coûte rien pour sa conduite ; il y aurait lieu seulement de tenir compte d'une dépense d'entretien et de graissage. Comme dans la comptabilité d'entretien, cette petite dépense est mêlée à celle d'entretien des automobiles, nous en avons déjà tenu compte dans le chiffre de 0 fr. 071 compté plus haut sous la rubrique « entretien et graissage ». La dépense supplémentaire d'un attelage est donc de $5 \times 0{,}02 = 0$ fr. 10 par kilomètre parcouru, et la dépense totale d'un train d'une automobile et d'un attelage est de 0 fr. 45 par kilomètre, soit de 0 fr. 225 par voiture de 50 places.

§ 3. Conclusions.

Il résulte de cette étude que la traction par l'air comprimé a les propriétés suivantes :

1° Elle permet de développer un effort de traction qui n'est limité que par l'adhérence des roues aux rails. Dans cette limite, les rampes peuvent être gravies à toute vitesse, ce qui permet d'utiliser sur la totalité du parcours les vitesses maxima permises par les ordonnances de police ;

2° Elle répond à tous les desiderata de salubrité et d'innocuité, puisqu'elle ne rejette dans l'air aucun panache de fumée, aucun gaz délétère, n'emploie aucune matière, aucun courant susceptibles de produire un accident par contact ou d'avoir une influence destructive sur

(1) A Nogent, la traction dans les deux derniers exercices est revenue à 0 fr. 42. Cette augmentation tient aux machines de compression dont le type est ancien et qui produisent l'air à 27 francs la tonne. A Nantes, le prix de traction dans les deux derniers exercices est légèrement supérieur à 0 fr. 29. Cette diminution tient à ce que les salaires sont moins élevés qu'à Nogent.

des installations d'utilité publique, telles que téléphones, canalisations, etc. Cette traction est, en outre, silencieuse;

3° Elle ne nécessite aucun câble aérien, aucune installation en élévation nuisant à l'aspect général des villes. La voie est celle des tramways à chevaux, sans aucune installation spéciale;

4° L'air comprimé, envoyé par une canalisation de l'usine centrale jusqu'à la station de tramways, où il doit être emmagasiné et utilisé, constitue le mode de transport de force dont le rendement est le plus élevé. Nous avons montré que pour une canalisation de plus de 4 kilomètres de longueur, la perte de force, par le fait du transport, n'atteint pas un pour cent de la force produite à l'usine;

5° L'air comprimé se prête admirablement aux variations dans la dépense de force nécessaire à la traction. Si une partie du service est interrompue, il n'en résulte pas un accident à l'usine centrale; les machines continuent à comprimer l'air dans les accumulateurs et la canalisation, lesquels forment un immense ressort, garantissant les machines contre les à-coups qui peuvent se produire dans le service;

6° Cette élasticité de l'usine n'est pas seulement accidentelle; on peut faire varier de moitié sa production *normale*, sans modifier sensiblement le rendement ou le poids de charbon brûlé par kilogramme d'air fourni : il n'y a qu'à changer la vitesse de rotation des machines.

Les installations électriques ne sont pas dans ce cas. La vitesse des dynamos est à peu près constante, et pour faire varier leur débit, il faut agir sur la résistance.

En un mot, les compresseurs sont à vitesse variable et résistance constante : la vapeur peut être utilisée toujours avec la même expansion, quelle que soit la production. Les machines électriques sont à vitesse constante et résistance variable : le degré de détente doit varier avec la production. Le rendement des compresseurs reste donc constant, tandis que celui des machines électriques diminue quand on s'écarte d'une production normale;

7° Pour une exploitation déterminée, il faut identiquement le même nombre de chevaux-vapeur à l'usine fixe, qu'il s'agisse d'une ligne exploitée par l'air comprimé ou d'une ligne exploitée par l'électricité, avec fils en l'air. Les compresseurs de la traction à air sont simplement remplacés par des dynamos. L'entretien des compresseurs

ne nécessite pas de mécaniciens spéciaux. Les deux installations reviennent, du reste, au même prix de premier établissement;

8° Le prix d'une canalisation souterraine d'air comprimé est le même, par kilomètre, que celui d'un câble électrique aérien avec ses supports; cette canalisation d'air comprimé peut souvent être évitée, et, en tout cas, sa longueur n'atteindra jamais la moitié de celle de la ligne de tramways;

9° Le travail *pratiquement* rendu en traction par l'automobile est plus du tiers de celui que produisent les moteurs de l'usine. Cette fraction s'élève à moitié pour des locomotives à longue détente, ne s'arrêtant qu'à des points fixes. Ce rendement élevé tient à la possibilité d'augmenter, par le réchauffage de l'air, l'énergie transmise après son transport à l'instant même de son emploi. Les autres modes de transport de la force ne se prêtent pas à cette amélioration après coup ;

10° Le prix de revient de la traction proprement dite, est, à Paris, de 0 fr. 35 par kilomètre parcouru par une automobile de 50 places. Ce prix descend à 0 fr. 23 par kilomètre-voiture, dans le cas d'un train de deux voitures de 50 places chacune, formé par une automobile remorquant un attelage.

En Belgique, où les prix de la main-d'œuvre et du charbon sont moitié de ce qu'ils sont à Paris, le prix de traction pourra descendre à 0 fr. 20 par kilomètre d'automobile.

Si, au lieu des prix, on recherche la force à dépenser à l'usine fixe pour faire un kilomètre, nous rappellerons que l'automobile dépense en moyenne 10 kilogrammes d'air par kilomètre, et qu'un cheval-heure produit, suivant la pression adoptée, de 5 à 6 kilog. d'air. Il faut donc dépenser, au plus, 2 chevaux-heure par kilomètre d'automobile.

Enfin, il résulte de ce qui précède, qu'étant donnée la consommation d'un kilogramme de charbon par cheval-heure, un kilomètre d'automobile coûte 2 kilogrammes de charbon.

Telles sont les propriétés de la traction par l'air comprimé. Ce système ne s'est cependant pas développé encore, comme son rival et son égal au point de vue du prix de revient : la traction par câbles électriques.

Mais il ne faut pas oublier que la traction électrique par câbles est née aussi en Europe et n'y a pas été tout d'abord en faveur. Importée et lancée en Amérique par une puissante Société financière, en état de faire de larges crédits aux concessionnaires de tramways, ce mode

de traction y a pris une immense extension : 5000 kilomètres de tramways sont exploités par ce système. Sans avoir fait cependant de sérieux progrès depuis son départ, la traction électrique est revenue depuis deux ans en Europe, où elle profite largement de l'engouement qui s'attache aux choses qui viennent de loin.

En ce moment, un revirement paraît se produire en Amérique: plusieurs grandes cités ont entamé des procès contre les Compagnies d'électricité, à cause des dommages causés à leurs téléphones et à leurs canalisations; l'une d'elles, la ville de Richmond, qui est justement l'une de celles où le tramway électrique à fil fut en premier lieu importé, négocie avec M. Popp le remplacement de l'électricité par l'air comprimé. Peut-être se produira-t-il alors, pour l'air comprimé, ce qui s'était passé pour l'électricité : généralement mal connu et négligé, ce mode de traction, inventé, perfectionné et appliqué en France, aura, lui aussi, son moment de faveur, quand il aura reçu la sanction de quelques applications en Amérique.

1er TABLEAU

Indiquant le travail à dépenser pour comprimer à température constante et sous différentes pressions une quantité d'air déterminée. Réciproquement, ce tableau donne le travail total développé par la même quantité d'air se détendant à température constante depuis la pression de compression jusqu'à 1 atmosphère.

PRESSION DANS LE RÉSERVOIR où l'on comprime	VOLUME OCCUPÉ à la fin de la compression par 1 mètre cube d'air aspiré à 1 atmosphère	TRAVAIL TOTAL DÉPENSÉ pour comprimer et introduire dans le réservoir 1 mètre cube d'air aspiré à 1 atmosphère	NOMBRE DE MÈTRES CUBES aspirés à 1 atmosphère que peut comprimer dans le réservoir un cheval-heure	NOMBRE DE KILOGR. D'AIR aspirés à 1 atmosphère et 12° que peut comprimer dans le réservoir un cheval-heure	TRAVAIL TOTAL DÉPENSÉ pour comprimer et introduire dans le réservoir 1 kilogr. d'air aspiré à 1 atmosphère et 12 degrés
atmosphères	litres	chevaux-heures	mètres cubes	kilogrammes	chevaux-heures
1	1.000	0	∞	∞	0
1,5	667	0,015	66,7	82,11	0,012
2	500	0,026	38,5	47,4	0,021
2,5	400	0,035	28,6	35,2	0,028
3	333	0,042	23,8	29,3	0,034
3,5	286	0,047	21,3	26,2	0,039
4	250	0,053	18,8	23,2	0,044
4,5	222	0,057	17,6	21,6	0,046
5	200	0,062	16,1	19,9	0,050
5,5	182	0,065	15,4	19,0	0,052
6	167	0,068	14,7	18,1	0,055
6,5	154	0,071	14,1	17,3	0,058
7	143	0,074	13,5	16,6	0,060
7,5	133	0,076	13,2	16,2	0,062
8	125	0,079	12,7	15,6	0,064
8,5	118	0,081	12,4	15,2	0,066
9	111	0,084	11,9	14,7	0,068
9,5	105	0,086	11,6	14,3	0,070
10	100	0,088	11,4	14,0	0,072
10,5	95	0,089	11,2	13,8	0,073
11	91	0,091	11,0	13,5	0,074
11,5	87	0,093	10,8	13,2	0,075
12	83	0,095	10,5	12,9	0,077
12,5	80	0,097	10,3	12,7	0,078
13	77	0,098	10,2	12,5	0,079
13,5	74	0,099	10,1	12,4	0,081
14	71	0,101	10,0	12,2	0,082
14,5	68	0,102	9,8	12,1	0,083
15	66,6	0,103	9,7	12,0	0,084
16	62,5	0,106	9,4	11,7	0,085
17	58,8	0,108	9,3	11,4	0,087
18	55,5	0,111	9,0	11,1	0,089
19	52,6	0,112	8,9	11,0	0,090

PRESSION dans le réservoir où l'on comprime	VOLUME OCCUPÉ à la fin de la compression par 1 mètre cube d'air aspiré à 1 atmosphère	TRAVAIL TOTAL DÉPENSÉ pour comprimer et introduire dans le réservoir 1 mètre cube d'air aspiré à 1 atmosphère	NOMBRE DE MÈTRES CUBES aspirés à 1 atmosphère que peut comprimer dans le réservoir un cheval-heure	NOMBRE DE KILOGR. D'AIR aspirés à 1 atmosphère et 12° que peut comprimer dans le réservoir un cheval-heure	TRAVAIL TOTAL DÉPENSÉ pour comprimer et introduire dans le réservoir 1 kilogr. d'air aspiré à 1 atmosphère et 12 degrés
atmosphères	litres	chevaux-heures	mètres cubes	kilogrammes	chevaux-heures
20	50,0	0,114	8,8	10,8	0,092
21	47,6	0,116	8,6	10,6	0,094
22	45,4	0,118	8,5	10,4	0,095
23	43,4	0,119	8,4	10,3	0,096
24	41,6	0,121	8,3	10,2	0,098
25	40,0	0,123	8,1	10,1	0,099
30	33,3	0,130	7,7	9,5	0,105
35	28,5	0,135	7,4	9,1	0,109
40	25,0	0,141	7,1	8,7	0,114
45	22,2	0,145	6,9	8,5	0,118
50	20,0	0,149	6,7	8,3	0,121
55	18,2	0,153	6,5	8,1	0,124
60	16,7	0,156	6,4	7,9	0,126
65	15,4	0,159	6,3	7,7	0,129
70	14,3	0,163	6,0	7,6	0,132
75	13,3	0,165	6,0	7,5	0,133
80	12,5	0,167	6,0	7,4	0,135
90	11,1	0,172	5,8	7,2	0,139
100	10,0	0,176	5,7	7,0	0,142
110	9,1	0,179	5,6	6,9	0,145
120	8,3	0,183	5,5	6,7	0,148
130	7,7	0,186	5,4	6,6	0,151
140	7,1	0,188	5,3	6,5	0,152
150	6,6	0,191	5,2	6,4	0,155
175	5,7	0,197	5,1	6,3	0,160
200	5,0	0,202	5,0	6,1	0,164
225	4,4	0,207	4,8	6,0	0,168
250	4,0	0,211	4,7	5,8	0,171
300	3,3	0,217	4,6	5,7	0,176
350	2,9	0,224	4,5	5,5	0,181
400	2,5	0,229	4,4	5,4	0,185
450	2,2	0,233	4,3	5,3	0,189
500	2,0	0,237	4,2	5,2	0,192
600	1,7	0,244	4,1	5,1	0,198
700	1,4	0,251	4,0	4,9	0,203
800	1,3	0,255	3,9	4,8	0,207
900	1,1	0,260	3,8	4,7	0,211
1.000	1,0	0,264	3,8	4,7	0,214

2e TABLEAU

Indiquant le travail à dépenser pour comprimer à température variable et sous différentes pressions, une quantité d'air déterminée prise à la pression atmosphérique et à la température de 12° C.

PRESSION DANS LE RÉSERVOIR OÙ l'on comprime	VOLUME OCCUPÉ à la fin de la compression par 1 mètre cube d'air aspiré à 1 atmosphère et 12°	TEMPÉRATURE à la fin de la compression de l'air aspiré à 12°	TRAVAIL TOTAL DÉPENSÉ pour comprimer et introduire dans le réservoir 1 mètre cube d'air aspiré à 1 atmosphère et 12°	NOMBRE DE MÈTRES CUBES aspirés à 1 atmosphère et 12° que peut comprimer dans le réservoir un cheval-heure	NOMBRE DE KILOGR. D'AIR aspirés à 1 atmosphère et 12° que peut comprimer dans le réservoir un cheval-heure	TRAVAIL TOTAL DÉPENSÉ pour comprimer et introduire dans le réservoir 1 kilogr. d'air aspiré à 1 atmosphère et 12°
atmosphères	litres	centigrades	chevaux-heures	mètres cubes	kilogrammes	chevaux-heures
1	1.000	12	0	∞	∞	0
1,5	750	47	0,016	61,8	77,9	0,013
2	610	75	0,029	34,1	42,1	0,023
2,5	525	100	0,040	24,8	30,5	0,032
3	455	118	0,050	20,1	24,8	0,040
3,5	410	135	0,058	17,2	21,2	0,047
4	375	150	0,066	15,2	18,7	0.053
4,5	345	170	0,072	13,8	17,0	0,058
5	320	180	0,079	12,6	15,6	0,064
5,5	300	195	0,085	11,7	14,4	0,069
6	280	205	0,090	11,0	13,6	0,073
6,5	265	218	0,096	10,4	12,8	0,077
7	250	230	0,100	10,0	12,3	0,081
7,5	240	240	0,105	9,5	11,7	0,085
8	230	250	0,109	9,1	11,2	0,089
8,5	220	260	0,114	8,7	10,7	0,092
9	210	268	0,118	8,4	10,3	0,096
9,5	202	277	0,122	8,2	10,0	0,098
10	195	282	0,126	8,0	9,9	0,102
10,5	185	290	0,129	7,7	9,5	0,105
11	182	300	0,132	7,5	9,2	0,108
11,5	175	307	0,136	7,3	9,0	0,110
12	170	315	0,139	7,2	8,8	0,114
12,5	165	320	0,143	7,0	8,6	0,116
13	162	328	0,146	6,8	8,4	0,119
13,5	158	335	0,149	6,7	8,2	0,122
14	155	340	0,152	6,5	8,0	0,124
14,5	150	347	0,155	6,4	7,9	0,127
15	145	352	0,158	6,3	7,7	0,128
16	140	365	0,163	6,1	7,5	0,133
17	134	377	0,169	5,9	7,2	0,137
18	129	388	0,174	5,7	7,0	0,142
19	124	398	0,179	5,6	6,8	0,145

PRESSION DANS LE RÉSERVOIR où l'on comprime	VOLUME OCCUPÉ à la fin de la compression par 1 mètre cube d'air aspiré à 1 atmosphère et 12°	TEMPÉRATURE à la fin de la compression de l'air aspiré à 12°	TRAVAIL TOTAL DÉPENSÉ pour comprimer et introduire dans le réservoir 1 mètre cube d'air aspiré à 1 atmosphère et 12°	NOMBRE DE MÈTRES CUBES aspirés à 1 atmosphère et 12° que peut comprimer dans le réservoir un cheval-heure	NOMBRE DE KILOGR. D'AIR aspirés à 1 atmosphère et 12° que peut comprimer dans le réservoir un cheval-heure	TRAVAIL TOTAL DÉPENSÉ pour comprimer et introduire dans le réservoir 1 kilogr. d'air aspiré à 1 atmosphère et 12°
atmosphères	litres	centigrades	chevaux-heures	mètres cubes	kilogrammes	chevaux-heures
20	119	407	0,183	5,5	6,7	0,149
21	115	418	0,188	5,3	6,5	0,153
22	111	428	0,192	5,2	6,4	0,157
23	108	437	0,197	5,1	6.2	0,159
24	105	446	0,201	5,0	6,1	0,163
25	102	455	0,205	4,9	6,0	0,166
30	89	494	0,222	4,5	5,5	0,181
35	80	529	0,239	4,2	5,1	0,194
40	73	561	0,254	3,9	4,8	0,206
45	67	590	0,267	3,7	4,6	0,217
50	62	617	0,280	3,6	4,3	0,227
55	58	642	0,292	3,4	4,2	0,237
60	54	665	0,303	3,3	4,1	0,246
65	52	687	0,312	3,2	3,9	0,253
70	49	708	0,322	3,1	3,8	0,262
75	47	731	0,333	3,0	3,7	0,270
80	45	747	0,341	2,9	3,6	0,276
90	41	783	0,358	2.8	3,4	0,290
100	38	816	0,371	2,7	3,3	0,302
110	36	846	0,383	2,6	3,2	0,311
120	33	875	0,399	2,5	3,0	0,325
130	32	902	0,412	2,4	2,9	0,334
140	30	928	0,424	2,4	2,9	0,344
150	29	952	0,436	2,3	2,8	0,355
175	26	1.008	0,461	2,2	2,6	0,374
200	23	1.059	0,483	2,1	2,5	0,393
225	21	1.105	0,506	2,0	2,4	0.411
250	19	1.148	0,526	2,0	2,3	0,427
300	17	1.226	0,561	1,8	2,1	0,457
350	16	1.294	0,594	1,7	2,0	0,482
400	14	1.356	0,623	1,6	1,9	0,505
450	13	1.413	0,644	1,6	1,9	0,523
500	12	1.466	0,673	1,5	1,8	0,547
600	11	1.561	0.717	1,4	1,7	0,583
700	10	1.645	0,756	1,3	1,6	0,614
800	9	1.721	0,790	1,3	1,5	0,642
900	8	1.790	0,823	1,2	1,4	0,668
1.000	7	1.854	0,853	1,2	1,4	0,693

3e TABLEAU

Indiquant la perte de charge d'une canalisation d'air comprimé, par kilomètre de longueur, pour un débit de 100 kilogr. d'air par heure, sous diverses pressions, à la température de 15° (la perte de charge est exprimée en mètres de hauteur d'eau et calculée par la formule de M. de Stockalper : $J = \alpha Q^2 \delta = \alpha \frac{P^2}{\delta}$, α étant le coefficient donné, pour chaque diamètre de conduite, par la table de Darcy).

NOTA. — Ce tableau a été dressé par M. MÉKARSKI.

PRESSION de débit en atmosph.	PERTE DE CHARGE PAR KILOMÈTRE, LE DIAMÈTRE DE LA CONDUITE ÉTANT DE :														
	0,020	0,030	0,040	0,050	0,060	0,070	0,080	0,090	0,100	0,110	0,120	0,130	0,140	0,150	0,200
	mètres	mètres	mètres	mètres	mètres	mètres	mètres	mètres	mètres	mètres	mètres	mètres	mètres	mètres	mètres
2	736,10	78,792	16,5450	4,9968	1,89522	0,83922	0,41613	0,22468	0,12982	0,07908	0,05039	0,03381	0,02273	0,01594	0,00364
3	490,74	52,528	11,0300	3,3312	1,26345	0,55949	0,27743	0,14988	0,08694	0,05273	0,03360	0,02221	0,01516	0,01063	0,00243
4	368,05	39,396	8,2725	2,4984	0,94761	0,41961	0,20807	0,11234	0,06491	0,03954	0,02520	0,01666	0,01137	0,00797	0,00182
5	294,44	31,517	6,6180	1 9987	0,75808	0,33569	0,16645	0,08988	0,05192	0,03063	0,02016	0,01333	0,00909	0,00678	0.00146
6	245,37	26,264	5,5150	1,6656	0,63175	0,27975	0,13872	6,07494	0,04347	0,02637	0,01680	0,01111	0,00758	0,00532	0,00122
7	210,34	22,512	4,7271	1,4276	0,54149	0,23978	0,11893	0,06420	0,03709	0,02260	0,01440	0,00954	0,00650	0,00455	0,00104
8	184,03	19,698	4,1363	1,2492	0,47380	0,20980	0,10403	0,05617	0,03246	0,01977	0,01260	0.00833	0,00569	0,00399	0,00091
9	163,58	17,509	3,6767	1,1104	0,42116	0,18650	0,09248	0,04996	0,02898	0,01758	0,01120	0,00740	0,00505	0,00354	0,00081
10	147,22	15,759	3,3090	0,9936	0,37904	0,16784	0,08323	0,04494	0,02596	0,01532	0,01008	0,09667	0,00455	0,00339	0,00073
11	133,84	14,326	3,0082	0,9084	0,34459	0,15259	0,07566	0,04085	0,02360	0,01438	0,00916	0,00606	0,00413	0,00289	0,00066
12	122,69	13,132	2,7575	0,8329	0,31587	0,13987	0,06938	0,03747	0,02174	0,01319	0,00840	6,00556	0,00379	0,00266	0,00061
13	113,25	12,123	2,5454	0,7687	0,29157	0,12911	0,06402	0,03457	0,01997	0,01217	0,00775	0,00513	0,00350	0,00245	0,00056
14	105,16	11,256	2,3633	0,7138	0,27075	0,11989	0,05947	0,03210	0,01855	0,01130	0,00720	0,00477	0,00325	0,00228	0,00052
15	98,15	10,506	2,2060	0,6662	0,25270	0,11190	0,05549	0,02998	0,01740	0.01055	0,00672	0.00444	0,00303	0,00213	0,00049
16	92,01	9,849	2,0692	0,6246	0,23690	0,10490	0,05202	0,02809	0,01623	0,00989	0,00630	0,00417	0,00284	0,00199	0,00046
17	86,60	9,270	1,9465	0,6015	0,22297	0,09873	0,04896	6,02643	0,01527	0,00930	0,00592	0,00392	0,00267	0,00188	0,00043
18	81,79	8,755	1,8384	0,5552	0,21058	0,09325	0,04624	0,02498	0,01449	0,00879	0,00560	0,00370	0,00253	0,00177	0,00041
19	77,49	8,294	1,7416	0,5260	0,19950	0,08834	0,04380	0,02365	0,01366	0,00833	0,00531	0,00351	0,00239	0,00168	0,00038
20	73,61	7,970	1,6545	0,4997	0,18952	0,08392	0,04161	0,02247	0,01298	0,00791	0,00504	0,00333	0,00227	0,00159	0,00036
25	58,89	6,303	1,3236	0,3997	0,15162	0,06714	0,03329	0,01798	0,01038	0,00613	0,00403	0,00267	0,00182	0,00136	0,00029
30	49,07	5,253	1,1030	0,3331	0,12635	0,05593	0,02774	0,01499	0,00869	0,00527	0,00336	0,00222	0,00152	0,00106	0,00024
35	42,06	4,502	0,9454	0,2855	0,10830	0,04796	0,02379	0,01284	0,00742	0,00452	0,00289	0,00191	0,00130	0,00091	0,00021
40	36,81	3,940	0,8273	0,2498	0,09476	0,04196	0,02081	0,01123	0,00649	0,00395	0,00252	0.00167	0,00114	0,00080	0,00018
45	32,72	3,502	0,7353	0,2221	0,08423	0,03730	0,01845	0,00999	0,00580	0,00352	0,00221	0,00148	0,00101	0,00071	0,00016
50	29,44	3,152	0,6618	0,1999	0,07581	0,03357	0,01665	0,00899	0,00519	0,00306	0,00202	0,00133	0,00091	0,00068	0,00015

4e TABLEAU

Indiquant le poids d'air dépensé par un moteur à air comprimé, par cheval indiqué et par heure, pour différentes valeurs de la pression initiale, l'air étant employé sec ou saturé de vapeur d'eau et détendu dans le cylindre jusqu'à la pression de 1atm 50.

NOTA. — Ce tableau a été dressé par M. MÉKARSKI.

PRESSION initiale en atmosphères	TEMPÉRATURE INITIALE		REFROIDISSEMENT THÉORIQUE de l'air sec dans le cylindre ($t_0 - t$)	TRAVAIL MOTEUR PAR KILOGRAMME d'air dépensé		DÉPENSE D'AIR par CHEVAL INDIQUÉ		DÉPENSE de VAPEUR par cheval indiqué
	air sec	air saturé		air sec	air saturé	air sec	air saturé	
	degrés	degrés	degrés	kgm	kgm	kg	kg	kg
2	15	36,5	23,04	4.429	5.181	61,24	52,01	1 »
3	15	56,2	52,44	7.207	9.788	37,46	27,59	1 »
4	15	69,6	71,42	9.002	13.534	29,93	19,95	1 »
5	15	79,2	84,87	10.274	16.672	26,28	16,19	1 »
6	15	87,3	95,33	11.262	19.463	23,98	13,87	1 »
7	15	94,2	103,76	12.060	21.984	22,39	12,23	1 »
8	15	100,2	110,76	12.721	24.308	21,23	11,08	1 »
9	15	105,7	116,64	13.277	26.440	20,34	10,21	1 »
10	15	110,7	121,88	13.773	28.445	19,60	9,49	1 »
11	15	115,3	126,40	14.200	30.326	19,01	8,90	1 »
12	15	119,5	130,44	14.580	32.100	18,52	8,41	1 »
13	15	123,4	134,04	14.922	33.854	18,09	7,98	1 »
14	15	127 »	137,32	15.234	35.450	17,72	7,61	1 »
15	15	130,4	140,28	15.514	37.020	17,40	7,29	1 »
16	15	133,7	143,04	15.780	38.554	17,11	7 »	1 »
17	15	136,8	145,56	16.012	39.984	16,86	6,75	1 »
18	15	139,8	147,90	16.233	41.406	16,63	6,52	1 »
19	15	142,7	150,08	16.439	42.823	16,42	6,31	1 »
20	15	145,5	152,12	16.632	44.221	16,23	6,11	1 »
25	15	157,8	160,63	17.437	50.555	15,48	5,34	1 »
30	15	168,3	167,18	18.057	56 620	14,95	4,77	1 »
35	15	177,6	172,48	18.557	61.425	14,55	4.40	1 »
40	15	185,6	176,86	18.971	66.350	14,23	4,07	1 »
45	15	193,2	180,60	19.324	71.118	13,97	3,80	1 »
50	15	200,6	183,93	19.640	75.292	13,75	3,59	1 »

Note sur le 4e tableau (M. Mékarski).

Température initiale de l'air saturé. — Cette température est déterminée par la condition que la dépense de vapeur saturée par force de cheval et par heure soit constamment de 1 kilogramme.

Le volume correspondant étant celui du fluide employé à la pression totale p_0, nous l'avons calculé en admettant que la détente s'effectue suivant la loi de Mariotte, ce qui donne une valeur un peu inférieure à la réalité puisqu'il y a toujours un certain refroidissement. La température indiquée est donc un peu trop élevée; mais la différence peut être considérée comme l'équivalent des pertes de chaleur par le rayonnement des enveloppes.

Dans cette hypothèse et en supposant que la compression extérieure soit $1^{atm}10$, le rapport de détente étant représenté par δ, on peut déterminer le volume par la relation :

$$10\,330\ \mathrm{V}p_0\left(1 + \mathrm{L}\delta - \delta\,\frac{1{,}10}{p_0}\right) = 270\,000 \text{ kilogrammes}$$

p_0 étant exprimé en atmosphères.

Si l'on désigne par π le poids du mètre cube de vapeur saturée à la température cherchée, on a :

$$\pi = \frac{1}{\mathrm{V}} = \frac{10\,330\ p_0\left[1 + \mathrm{L}\delta - \delta\,\frac{1{,}10}{p^0}\right]}{270\,000} \qquad (4)$$

d'où l'on remonte, au moyen de la table de Régnault, à la température correspondante.

La valeur de δ est d'ailleurs fixée en supposant une pression de $1^{atm}50$ à la fin de la détente : elle est donc égale à $\frac{p_0}{1{,}5}$.

Refroidissement théorique de l'air sec dans le cylindre. — Adoptant les mêmes notations que précédemment, on a :

$$t_0 - t = \tau_0 - \tau = \tau_0\left(1 - \frac{\tau}{\tau_0}\right) = \tau_0\left[1 - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{\frac{c}{c'} - 1}{\frac{c}{c'}}}\right]$$

et pour $t_0 = 15^\circ$; $p = 1^{atm}50$,

$$t_0 - t = 288\left[1 - \left(\frac{1{,}5}{p_0}\right)^{0{,}29}\right] \qquad (5)$$

Travail moteur fourni par un kilogramme d'air sec à 15°, détendu sans addition de chaleur jusqu'à la pression de 1^atm^50. — Ce travail se compose du travail à pression constante et du travail de détente moins le travail résistant de la contre-pression extérieure qu'il convient de supposer de 1^atm^10.

Il a pour expression, par kilogramme d'air dépensé, en désignant par V le volume final de l'air et par p' la contre-pression,

$$T_1 m = V_0 p_0 + Ac'(t_0 - t) - Vp';$$

or $p' = 1^{atm}10 = \frac{11}{15} p$,

d'autre part $V_0 p_0 = A(c - c')\tau_0$; $Vp = A(c - c')\tau$.

On peut donc écrire :

$$T_1 m = Ac'(t_0 - t) + A(c - c')\left[\tau_0 - \frac{11}{15}\tau\right]$$

ou

$$T_1 m = A\left[c' + \frac{11}{15}(c - c')\right](t_0 - t) + \frac{4}{15} A(c - c')\tau_0$$

et pour $t_0 = 15°$

$$T_1 m = 94{,}55\,(t_0 - t) + 2219 \qquad (6)$$

Travail moteur fourni par un kilogramme d'air saturé à la température déterminée précédemment, détendu de même jusqu'à la pression de 1^atm^50. — Ce travail est calculé suivant la loi de Mariotte.

Le mélange d'air et de vapeur ayant une pression totale p_0, si l'on désigne par p_1 et p_2 les pressions élémentaires de l'air et de la vapeur et par p' la contre-pression extérieure, égale à 1^atm^10, on a :

$$T_2 m = V_0 p_0\left(1 + L\delta - \delta\frac{p'}{p_0}\right) = V_0 p_0 \delta\left[\frac{1 + L\delta}{\delta} - \frac{p'}{p_0}\right]$$

comme $p_0 = (p_1 + p_2)$, on a $V_0 p_0 = V_0 p_1\left(1 + \frac{p_2}{p_1}\right)$.

Or $V_0 p_1 = A(c - c')\tau_0$,

l'expression du travail par kilogramme d'air est donc

$$T_2 m = A(c - c')\tau_0\left(1 + \frac{p_2}{p_1}\right)\delta\left[\frac{1 + L\delta}{\delta} - \frac{p'}{p_0}\right]$$

ou

$$T_2 m = 29{,}28\,(273 + t_0)\left(1 + \frac{p_2}{p_1}\right)\delta\left(\frac{1 + L\delta}{\delta} - \frac{1{,}10}{p_0}\right] \qquad (7)$$

TABLE DES MATIÈRES

PREMIÈRE PARTIE

DEUXIÈME PARTIE

TROISIÈME PARTIE : **Description de la locomotive.**

QUATRIÈME PARTIE : **Compresseurs.**

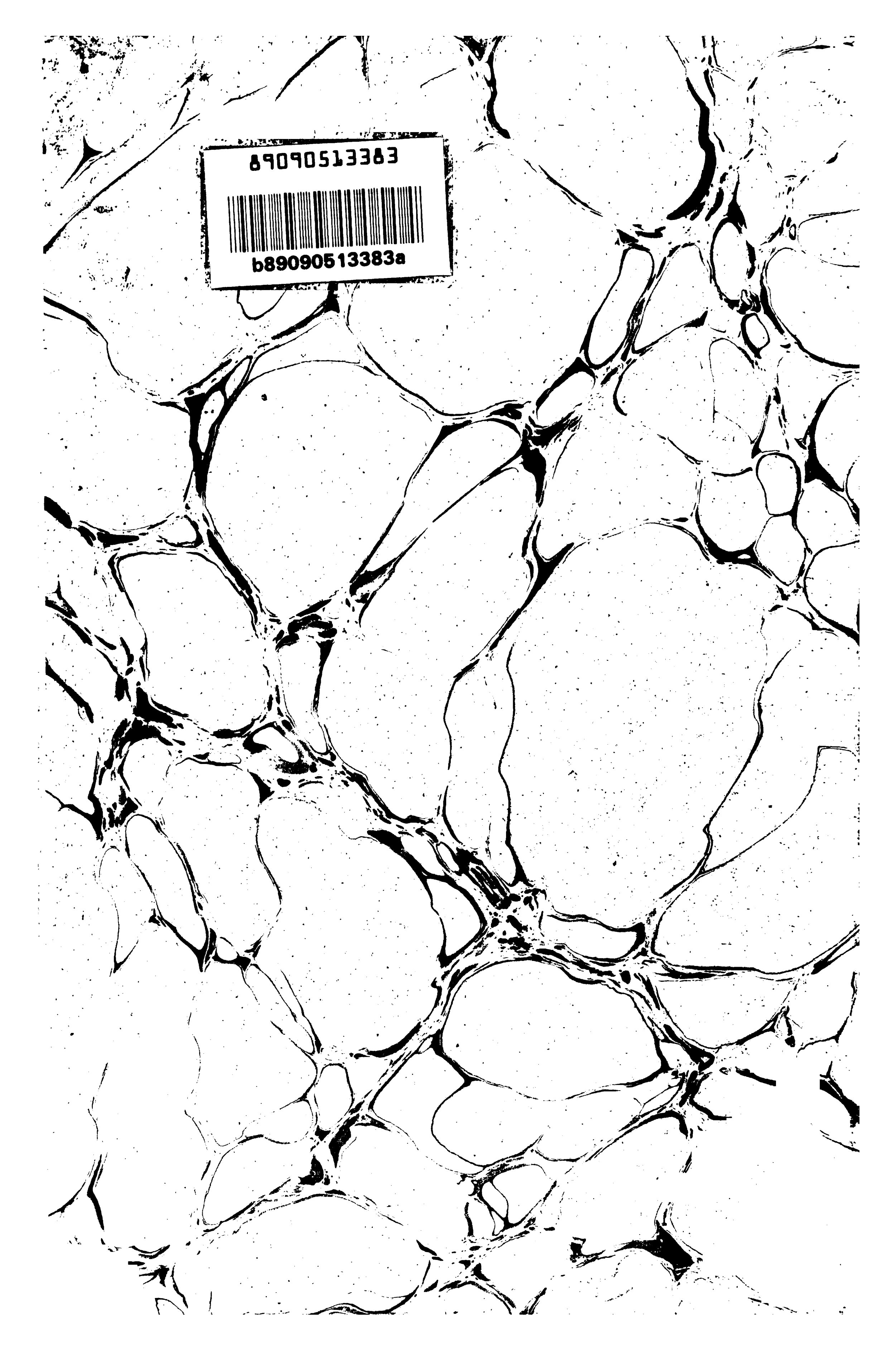
CINQUIÈME PARTIE : **Chargement des voitures et canalisation.**

SIXIÈME PARTIE : **Divers modes de transport par l'air comprimé.**

SEPTIÈME PARTIE : **Prix de revient et conclusions.**

TABLES

IMPRIMERIE CHAIX, RUE BERGÈRE, 20, PARIS. — 17568-9-95. — (Encre Lorilleux).


89090513383
b89090513383a

